



Universidad  
Carlos III de Madrid

*Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos*

PROYECTO FIN DE CARRERA

# Análisis y mejora de una instalación de bombeo para la producción de zumo de melocotón

Autor: Sara González Ruiz

Tutor: Javier Rodríguez Rodríguez

Leganés, Septiembre de 2012



Título: Análisis y mejora de una instalación de bombeo para la producción de zumo de melocotón.

Autor: Sara González Ruiz

Director: Javier Rodríguez Rodríguez

## EL TRIBUNAL

Presidente: \_\_\_\_\_

Vocal: \_\_\_\_\_

Secretario: \_\_\_\_\_

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día 19 de Septiembre de 2012 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE



# Agradecimientos

Este proyecto representa el final de una etapa y por tanto, quiero dar las gracias a todas las personas que, de una forma u otra, han formado parte de ella.

A toda la gente de Casbega, por brindarme la oportunidad de realizar mi proyecto de fin de carrera con ellos, y por el buen ambiente que se sentía en la empresa.

A mis amigos, tanto a los que ya conocía, como a todos los que he podido conocer durante estos años de carrera, por todos los ratos que hemos pasado juntos y todas las cosas vividas durante estos años.

A mi familia, por todo su apoyo y su paciencia, y por estar ahí siempre que los necesito.

Y por último, especialmente, a Javier Rodríguez, por todo su apoyo y su optimismo, y por todos los momentos divertidos que hemos pasado durante la realización de este proyecto.

# Resumen

En la industria de la alimentación se trabaja generalmente con fluidos de propiedades muy diferentes. Estas propiedades influyen en diversos parámetros de la instalación, y afectan al funcionamiento de ésta. Por esto, es importante conocer las propiedades del fluido de trabajo a la hora de diseñar una instalación. En la empresa Casbega se utilizaron unas instalaciones antiguas para el transporte de un fluido cuyas propiedades desconocían. Debido a las diferentes propiedades de este fluido, en relación al resto de fluidos de trabajo, la instalación no funciona correctamente, provocando pérdidas económicas en la empresa por ralentización del proceso y otros factores.

En este proyecto se pretende, en primer lugar, determinar las propiedades del fluido de trabajo. La determinación de estas propiedades se realizará de forma experimental en los laboratorios de la universidad Carlos III, y permitirá clasificar el fluido de acuerdo a su comportamiento reológico.

Una vez estudiado el fluido de trabajo, se procede al estudio de la instalación. El estudio de las pérdidas de carga en la instalación, así como de otros procesos determinantes en el funcionamiento de la misma, permitirá confirmar la bomba centrífuga instalada como el origen del mal funcionamiento.

Por último, puesto que un cambio de bomba es necesario, se expone una breve introducción a los tipos de bombas existentes, lo que permitirá elegir el tipo de bomba más adecuada para la instalación. Se proponen, así, dos soluciones distintas, entre las que la empresa deberá decidir cuál de ellas le ofrece más ventajas a largo plazo.

# Abstract

The food industry generally works with fluids of very different properties. These properties affect to different parameters within the installation, and influence its operation. Therefore, it is important to know the properties of the fluid in advance, in order to properly design an installation. In the company Casbega, an old installation was used for the transport of a fluid of unknown properties. Due to the different properties of this fluid, compared to the rest of the fluid, the installation does not work properly, causing the company economic losses.

The aim of this project is, first of all, to determine the properties of the working fluid. The determination of these properties will be realized experimentally in the laboratories of the Carlos III University, and it will allow the fluid to be classified according to its rheological behavior.

Once the working fluid has been analyzed, the installation will be studied. The study of the pressure drop along the installations, as well as other important parameters of the process, will allow to confirm if the installed centrifugal pump is the cause of the malfunction or not.

Finally, since a change of pump is necessary, a brief introduction to the existing types of pumps will be presented, which will allow to choose the most adequate pump for the installation. Two different solutions will be, then, proposed, from which the company should choose the offer with the most long-term advantages.

# Índice general

RESUMEN .....	vi
ABSTRACT .....	vii
ÍNDICE GENERAL .....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS .....	x
ÍNDICE DE TABLAS .....	xii
INTRODUCCIÓN .....	1
Introducción .....	2
Objetivos .....	4
Fases del proyecto .....	5
PARTE A. EL JARABE TERMINADO DE MELOCOTÓN .....	6
1. Clasificación de los fluidos .....	7
1.1. Fluidos newtonianos .....	7
1.2. Fluidos no newtonianos .....	7
2. Propiedades del jarabe de melocotón .....	13
2.1. Densidad .....	13
2.2. Viscosidad .....	13
PARTE B. ANÁLISIS DE LA INSTALACIÓN .....	19
3. Descripción de la instalación .....	20
4. Descripción de los componentes .....	21
4.1. Tanques de jarabe terminado .....	21
4.2. Tubería .....	23
4.3. Accesorios .....	23
4.4. Intermix .....	26
4.5. Bomba actual .....	27
5. Pérdidas de carga en la instalación .....	29
5.1. Pérdida de carga primarias .....	29
5.2. Pérdida de carga secundarias .....	30
5.3. Curvas características del sistema .....	33
6. Descripción de la problemática .....	36
PARTE C. DIMENSIONADO DE LA BOMBA .....	37
7. Clasificación de las bombas hidráulicas .....	38
7.1. Bombas dinámicas .....	39
7.2. Bombas de desplazamiento positivo .....	39



8. Elección de la bomba .....	44
8.1. Consideraciones previas .....	44
8.2. Elección de la bomba .....	44
9. Dimensionado .....	46
9.1. Parámetros considerados .....	46
9.2. Opción 1 .....	48
9.3. Opción 2 .....	50
10. Presupuesto .....	52
10.1. Especificación de equipos .....	52
10.2. Servicios .....	52
10.3. Presupuesto opción 1 .....	53
10.4. Presupuesto opción 2 .....	53
CONCLUSIONES .....	54
REFERENCIAS .....	55
ANEXO I. Planos de la instalación actual .....	56
ANEXO II. Dimensiones de las bombas rotatorias .....	61
ANEXO III. Planos de la modificación en la sala de jarabes .....	64

# Índice de Figuras

<i>Figura 1. Esquema de fabricación de la bebida .....</i>	<i>2</i>
<i>Figura 2. Relación entre la viscosidad aparente y la velocidad de deformación para fluidos independientes del tiempo [4].....</i>	<i>9</i>
<i>Figura 3. Representación de distintos modelos para fluidos plásticos [5] .....</i>	<i>10</i>
<i>Figura 4. Comportamiento reológico de los fluidos independientes del tiempo [6] .....</i>	<i>11</i>
<i>Figura 5. Reogramas de los comportamientos tixotrópicos y reopécticos [4].....</i>	<i>11</i>
<i>Figura 6. Esquema del viscosímetro.....</i>	<i>14</i>
<i>Figura 7. Viscosidad del jarabe terminado de melocotón vs. velocidad angular.....</i>	<i>16</i>
<i>Figura 9. Esfuerzo cortante vs. velocidad de deformación del zumo de melocotón .....</i>	<i>17</i>
<i>Figura 8. Esfuerzo cortante vs. velocidad de deformación del jarabe terminado de melocotón</i>	<i>17</i>
<i>Figura 10. Esfuerzo cortante vs. velocidad de deformación del jarabe terminado de Coca-Cola</i>	<i>18</i>
<i>Figura 11. Sala de jarabe terminado.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 12. Esquema de distribución de los tanques de jarabe terminado .....</i>	<i>21</i>
<i>Figura 13. Alzado de un tanque de 30.000 l de capacidad.....</i>	<i>22</i>
<i>Figura 14. Planta de un tanque de 30.000 l de capacidad .....</i>	<i>23</i>
<i>Figura 15. Fotografía y esquema de una válvula de doble asiento [18]. .....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 16. Esquema de una válvula de doble asiento abierta [18].....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 17. Válvula de mariposa [18] .....</i>	<i>25</i>
<i>Figura 18. Válvula de regulación [18] .....</i>	<i>25</i>
<i>Figura 19. Caudalímetro.....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 20. Esquema del intermix .....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 21. Bomba centrífuga LKH20 .....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 22. Efecto de la viscosidad en una bomba centrífuga [10] .....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 23. Válvula de mariposa [13] .....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 24. Válvula de doble asiento [13].....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 25. Válvula de regulación [13] .....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 26. Esquema de la instalación.....</i>	<i>33</i>
<i>Figura 27. Altura manométrica .....</i>	<i>34</i>
<i>Figura 28. Esquema de la zona de succión para el cálculo del <math>NPSH_d</math>.....</i>	<i>34</i>
<i>Figura 29. Carga neta positiva de succión.....</i>	<i>35</i>
<i>Figura 30. Altura manométrica del sistema vs. bomba .....</i>	<i>36</i>

<i>Figura 31. Clasificación de las bombas hidráulicas.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 32. Curvas características de una bomba de desplazamiento positivo [15].....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 33. Esquema de una bomba reciprocante de pistón [16] .....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 34. Bombas de engranajes externos e internos [16] [15] .....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 35. Bomba de pistón circunferencial [17].....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 36. Bombas de rotor lobular de dos y tres lóbulos [16].....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 37. Bombas de doble y triple tornillo [16] .....</i>	<i>42</i>
<i>Figura 38. Bomba de paletas deslizantes [16].....</i>	<i>42</i>
<i>Figura 39. Bombas de aspas flexibles y de tubo flexible [14] .....</i>	<i>43</i>
<i>Figura 40. Flujo en una bomba de pistón circunferencial WCB [17] .....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 41. Corrección por efecto del deslizamiento [17].....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 42. Curvas características del modelo 018-U2 [17].....</i>	<i>49</i>
<i>Figura 43. Curvas características del modelo 030-U2 [17].....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 44. Dimensiones de una bomba de pistón circunferencial WCB [17] .....</i>	<i>62</i>

# Índice de Tablas

<i>Tabla 1. Clasificación de los fluidos no newtonianos [4]</i> .....	8
<i>Tabla 2. Viscosidad del jarabe terminado de melocotón</i> .....	15
<i>Tabla 3. Viscosidad del zumo de melocotón y del jarabe terminado de Coca-Cola</i> .....	16
<i>Tabla 4. Pérdidas de carga secundarias en la instalación para el caudal óptimo de producción</i>	32
<i>Tabla 5. Dimensiones de las bombas de pistón circunferencial WCB [17]</i> .....	63

# Introducción

---

# Introducción

Este proyecto surge de la necesidad de la empresa Casbega S.A. de solucionar un problema existente en el proceso de fabricación de la bebida “Minute Maid Selección Néctar de melocotón”, un zumo a base de concentrado de melocotón envasado en botellas de vidrio.

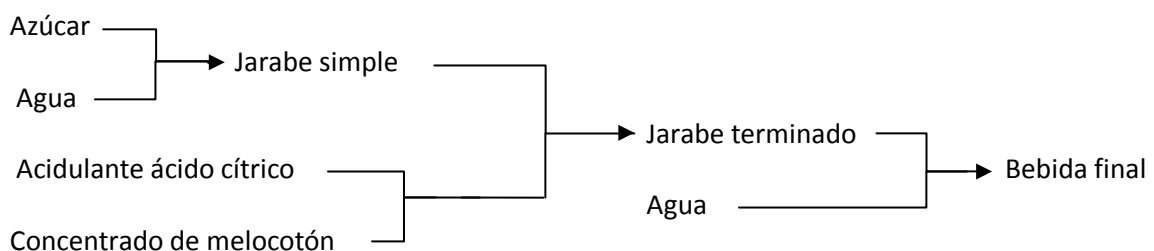
La compañía Castellana de Bebidas Gaseosas S.A. (Casbega) es una empresa española creada en 1952 dedicada a la fabricación, comercialización y distribución de zumos y bebidas refrescantes de marcas registradas por The Coca-Cola Company. En la actualidad, el complejo industrial está ubicado en Fuenlabrada. Posee una superficie construida de 110.000 m<sup>2</sup> y cuenta con 3 líneas de producción de latas, 4 líneas de PET (una de ellas de llenado en aséptico), 3 líneas de vidrio y 1 línea de bag-in-box [1].

El proceso de fabricación del zumo “Minute Maid Selección Néctar de melocotón” (que para simplificar se denominará zumo de melocotón a partir de ahora), consta de varias fases, que se describen a continuación.

En primer lugar se fabrica el denominado *jarabe simple*, que consiste en una disolución de azúcar en agua. Este jarabe simple es común para todas las bebidas fabricadas, y se almacena en los tanques de jarabe simple hasta su posterior uso.

En segundo lugar, se fabrica el denominado *jarabe terminado*. El jarabe terminado se fabrica en los tanques de jarabe terminado, mediante la mezcla de jarabe simple con diversos componentes (en el caso del zumo de melocotón, estos componentes son zumo de melocotón concentrado y acidulante ácido cítrico). Una vez incorporados los ingredientes a los tanques de jarabe terminado, éstos se agitan de forma continua durante 10 minutos y se dejan reposar posteriormente por lo menos 20 minutos más para desairear la mezcla.

Desde los tanques de jarabe terminado, el fluido se envía mediante un sistema de bombeo al *intermix*, donde se forma la bebida final mezclando el jarabe terminado con la proporción de agua necesaria para cada bebida (2:1 en el caso del zumo de melocotón).



**Figura 1.** Esquema de fabricación de la bebida

Una vez formada la bebida final, se procede al llenado de los envases y a su posterior pasterizado, empaquetado y almacenamiento, añadiendo en el proceso de llenado gas nitrógeno, un gas prácticamente insoluble en agua que sustituye al gas carbónico de las bebidas con gas.

El proceso de fabricación del zumo de melocotón es prácticamente el mismo que para el resto de bebidas, por lo que se utilizan las mismas instalaciones para todas ellas. Estas instalaciones fueron construidas en 1980, y en un principio estaban diseñadas para la fabricación de Coca-Cola, Fanta, y otras bebidas similares. Posteriormente, se fueron añadiendo otras bebidas, como los zumos de frutas, pero no se hicieron los cambios necesarios para adaptar la instalación a una producción óptima

Debido a la antigüedad de la instalación, y a las propiedades del jarabe terminado de melocotón, en la actualidad no es posible el bombeo de este jarabe desde los tanques de jarabe terminado hasta el intermix.

La solución actual a este problema consiste en fabricar la bebida final directamente en los tanques de jarabe final, con el objetivo de disminuir la viscosidad y hacer posible el bombeo del fluido. Sin embargo, esta solución presenta los siguientes inconvenientes:

- Ralentización en la producción de botellas, ya que la bomba actual proporciona un caudal de  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  mientras que el caudal requerido para que la llenadora funcione a su velocidad óptima fabricando bebida final es de  $9,6 \text{ m}^3/\text{h}$ .
- Pérdida de capacidad en la sala de jarabe terminado, puesto que el volumen requerido para almacenar bebida final es tres veces mayor que el necesario para almacenar jarabe terminado. Esto hace que sea necesario mas volumen de almacenamiento, reduciendo así el volumen disponible para otras bebidas.
- La necesidad de tirar el primer pallet de la producción debido a la formación de aire ocluido no deseable en la bebida.

Todo esto, hace necesaria la búsqueda de una solución mejor, que permita bombear el jarabe terminado de melocotón desde los tanques de almacenamiento hasta el intermix, y que evite así mismo los mencionados problemas.

# Objetivos

El objetivo último de este proyecto es solucionar el problema existente en las instalaciones de la compañía Casbega, que impide el bombeo directo de jarabe terminado de melocotón y, por tanto, una producción óptima del zumo de melocotón.

El origen más probable de este mal funcionamiento proviene de la bomba centrífuga instalada en la actualidad, pues los demás elementos (tuberías, caudalímetro, válvulas...) no son una causa tan probable. Por tanto, este proyecto estará encaminado principalmente hacia un cambio de bomba en la instalación. El análisis y la caracterización de la instalación y los procesos que en ella ocurren, junto al estudio de las propiedades del fluido, permitirá confirmar si esta suposición acerca de la bomba centrífuga es acertada o no.

En el caso de que la suposición inicial sea correcta, se procederá al dimensionado de una bomba más adecuada, que satisfaga las necesidades de la compañía.



## Fases del proyecto

Este proyecto está dividido en tres partes.

La primera parte está dedicada al estudio del fluido que se desea bombear, el jarabe terminado de melocotón. El estudio de las propiedades de dicho fluido es fundamental para la búsqueda de una solución mejor al problema planteado, pues es precisamente con este fluido y no con el resto de bebidas con el que la instalación presenta problemas.

En la segunda parte del proyecto se expondrá una descripción detallada de la instalación, y se analizarán las pérdidas de carga en ella producidas, así como otros factores de interés. Con los datos obtenidos se analizará el motivo del mal funcionamiento de la instalación.

En la tercera parte del proyecto se realizará una comparación entre los tipos de bombas existentes más importantes, con el objetivo de determinar cuál es la más indicada para bombear jarabe terminado de melocotón. Una vez elegido el tipo de bomba adecuada, se procederá a dimensionarla, eligiendo así el modelo que más convenga a la instalación.

Por último, se dará un presupuesto de lo que este proyecto supondría de ser llevado a la práctica por la compañía Casbega, y se expondrán una serie de reflexiones acerca de los resultados obtenidos durante el proyecto.

# Parte A.

## El jarabe terminado de melocotón

---

# 1. Clasificación de los fluidos

Los fluidos pueden clasificarse atendiendo a un gran número de criterios. En este capítulo se pretende introducir brevemente una clasificación de los distintos tipos de fluidos que existen, atendiendo a sus propiedades reológicas. Con esto, se pretende facilitar una posterior comprensión a la hora de clasificar y estudiar las propiedades del jarabe terminado de melocotón.

Atendiendo a este criterio, los fluidos pueden dividirse en dos grandes grupos: el de los fluidos newtonianos y de los no newtonianos.

## 1.1. Fluidos newtonianos

La mayoría de los fluidos comunes son fluidos newtonianos en condiciones normales [2]. En los fluidos newtonianos el esfuerzo cortante,  $\tau$ , y la velocidad de deformación,  $\dot{\gamma}$ , siguen una relación lineal definida por la ley de Newton de la viscosidad:

$$\tau = \mu \cdot \dot{\gamma}$$

La constante de proporcionalidad,  $\mu$ , se denomina viscosidad dinámica, y tiene unidades de [Pa·s]. La viscosidad dinámica está directamente relacionada con las interacciones moleculares del fluido, por lo que puede considerarse como una propiedad termodinámica y varía con la presión y la temperatura [3]. Sin embargo, es independiente del tiempo y del esfuerzo cortante aplicado.

## 1.2. Fluidos no newtonianos

Los fluidos cuyo comportamiento no puede ser descrito por la ley de Newton de la viscosidad se conocen como fluidos no newtonianos. En el caso de estos fluidos, la relación entre el esfuerzo cortante y la velocidad de deformación no es una relación lineal, por lo que no puede utilizarse el término viscosidad de la misma forma que para los fluidos newtonianos, ya que en los fluidos no newtonianos, ésta no permanece constante. En este caso, el término que se utiliza es el de viscosidad aparente, cuyo valor es tangente a la curva esfuerzo-deformación en el punto considerado.

Los fluidos no newtonianos no dependen exclusivamente de la presión y temperatura del fluido, sino también de otras variables como el tiempo o el esfuerzo cortante. De acuerdo a esto, pueden clasificarse principalmente en tres grupos:

- *Fluidos no newtonianos independientes del tiempo*: dependen únicamente del esfuerzo cortante aplicado.

- *Fluidos no newtonianos dependientes del tiempo*: además de depender del esfuerzo cortante aplicado, dependen también del tiempo de aplicación del mismo.
- *Fluidos viscoelásticos*: son fluidos que presentan al mismo tiempo características elásticas y viscosas.

Las características principales de los fluidos pertenecientes a las categorías anteriores pueden resumirse en la siguiente tabla:

GRUPO	DENOMINACIÓN	CARACTERÍSTICAS
Fluidos independientes del tiempo	<i>Seudoplásticos</i>	La viscosidad aparente disminuye con el aumento del esfuerzo cortante
	<i>Plásticos</i>	Presentan un límite $\tau=\tau_0$ por debajo del cual no se presenta flujo
	<i>Dilatantes</i>	La viscosidad aparente aumenta con el esfuerzo cortante
Fluidos dependientes del tiempo	<i>Tixotrópicos</i>	La viscosidad aparente disminuye con el tiempo de aplicación del esfuerzo
	<i>Reopéticos</i>	La viscosidad aparente aumenta con el tiempo de aplicación del esfuerzo
Fluidos viscoelásticos	<i>Viscoelásticos</i>	Presentan características elásticas y viscosas simultáneamente

**Tabla 1.** Clasificación de los fluidos no newtonianos [4]

A continuación se hará una descripción más detallada de los fluidos no newtonianos antes descritos.

#### 1.2.1. Fluidos independientes del tiempo

El comportamiento de este tipo de fluidos puede describirse según la relación general [5]:

$$\tau = f(\dot{\gamma})$$

Esta ecuación determina que para un cierto valor de  $\dot{\gamma}$ , la viscosidad queda determinada según el valor de  $\tau$ . Según la forma de esta ecuación los fluidos independientes del tiempo pueden subdividirse a su vez en distintos tipos de fluidos.

En el caso de los fluidos seudoplásticos y dilatantes, el comportamiento del fluido puede describirse mediante la *ley de la potencia* [4]:

$$\tau = K \cdot (\dot{\gamma})^n$$

Donde K es el índice de consistencia y n es el índice de comportamiento de flujo. K y n son parámetros determinados empíricamente, y puede observarse que en el caso  $n = 1$  la ecuación de la ley de la potencia se reduce a la ley de la viscosidad de Newton, y describe un fluido newtoniano donde  $K = \mu$ .

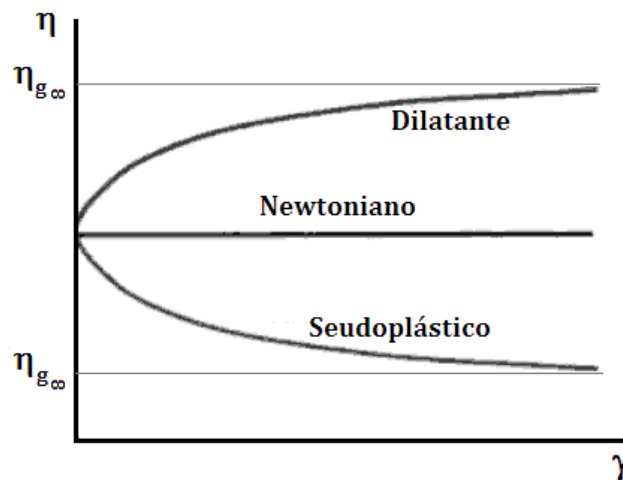
En el caso de un fluido no newtoniano (es decir,  $n \neq 1$ ) la viscosidad aparente,  $\eta$ , puede deducirse como [6]:

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} = K \cdot (\dot{\gamma})^{n-1}$$

Si el valor de  $n$  está comprendido entre 0 y 1, el valor de la viscosidad aparente disminuye a medida que aumenta el esfuerzo de corte, es decir, se vuelven menos viscosos. Cuando esto ocurre, se dice que el fluido presenta un comportamiento *seudoplástico*. La gran mayoría de los fluidos no newtonianos son fluidos seudoplásticos. Generalmente los jugos de frutas pasan de tener un comportamiento newtoniano a un comportamiento seudoplástico al concentrarse, por lo que se deberá prestar especial atención a este tipo de fluidos para el interés de este proyecto.

En el caso  $n > 1$  se dice que el fluido es *dilatante*. Los fluidos dilatantes, al contrario que los seudoplásticos, incrementan su viscosidad a medida que aumenta el esfuerzo de corte. Este tipo de fluidos son menos comunes que los seudoplásticos, pero pueden encontrarse algunos ejemplos como son la fécula de maíz en etilenglicol, el almidón en agua o el dióxido de titanio [7].

Tanto en los fluidos dilatantes como en los seudoplásticos ocurre que, a altos valores de velocidad de deformación, la viscosidad aparente tiende hacia un valor constante, conocido como viscosidad a gradiente infinito,  $\eta_{g\infty}$ . Es decir, a altos valores de deformación, el fluido tiende a exhibir un comportamiento newtoniano [5].



**Figura 2.** Relación entre la viscosidad aparente y la velocidad de deformación para fluidos independientes del tiempo [4]

Otro tipo de fluidos independientes del tiempo son los fluidos conocidos como *plásticos* o *viscoplásticos*. Este tipo de fluido se caracteriza por presentar un esfuerzo de cortadura umbral,  $\tau_0$ , por debajo del cual el fluido se comporta como un sólido elástico. Una vez superado el esfuerzo de cortadura umbral, la relación de éste con la velocidad de deformación puede ser lineal o no serlo, existiendo numerosos modelos que describen el comportamiento de este tipo de fluidos.

Uno de estos modelos es el de los plásticos de *Bingham*, que puede escribirse como [5]:

$$\tau = \tau_0 + \mu \cdot \dot{\gamma}$$

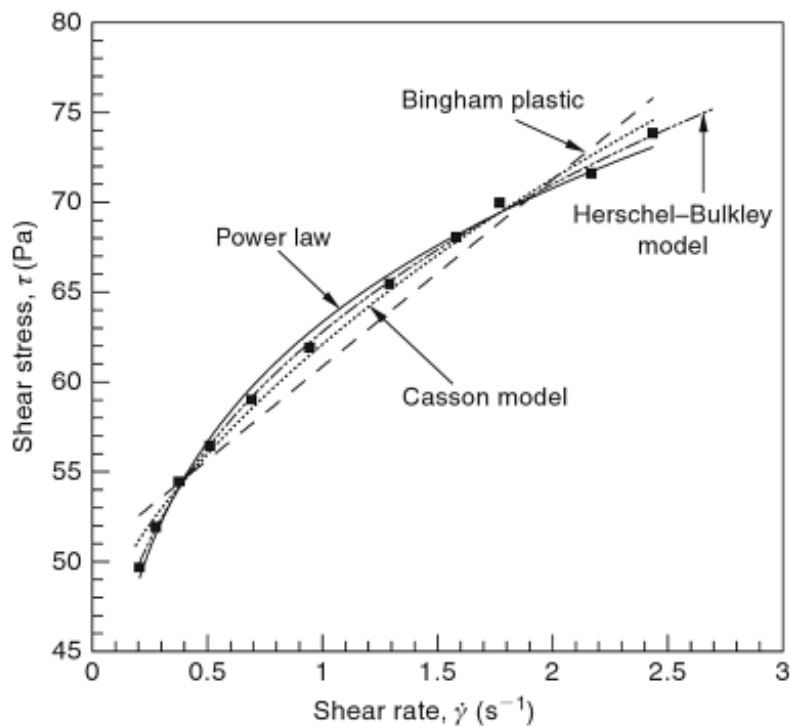
Este modelo describe el comportamiento de fluidos que exhiben un comportamiento newtoniano al superarse  $\tau_0$ .

El modelo de *Herschel-Bulkley* es una generalización del modelo de Bingham, e incluye también a los fluidos que tienen un comportamiento no lineal una vez superado el umbral del esfuerzo cortante. Este modelo puede escribirse mediante la siguiente relación [4]:

$$\tau = \tau_0 + K \cdot \dot{\gamma}^n$$

Por último, el modelo de *Casson* es un caso particular del comportamiento de los fluidos descritos por el anterior modelo. Muchos fluidos biológicos y en alimentación (como la sangre o el chocolate fundido) pueden ser descritos por este modelo, cuya expresión matemática puede escribirse como [4]:

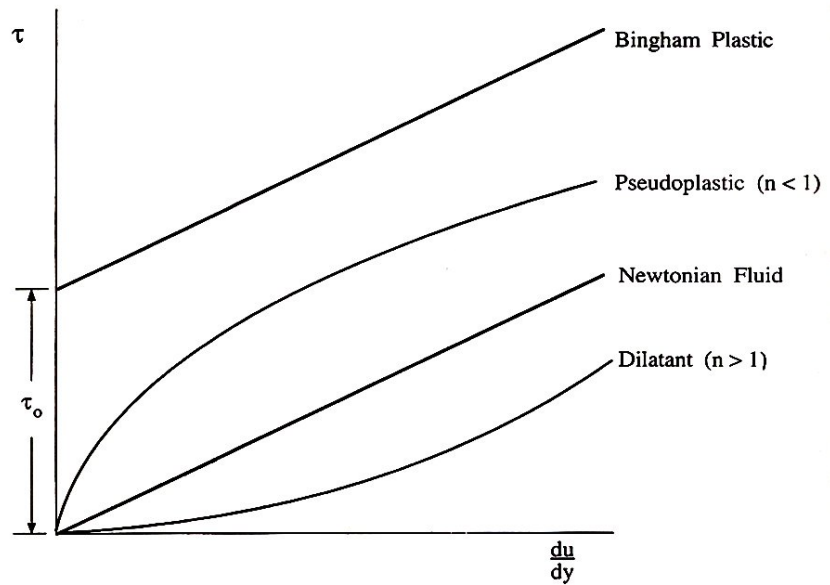
$$\sqrt{\tau} = \sqrt{\tau_0} + \sqrt{K} \cdot \sqrt{\dot{\gamma}}$$



**Figura 3.** Representación de distintos modelos para fluidos plásticos [5]

Aunque aquí se han expuesto los más importantes, son muchos los modelos existentes que intentan explicar el comportamiento de los fluidos viscoplásticos.

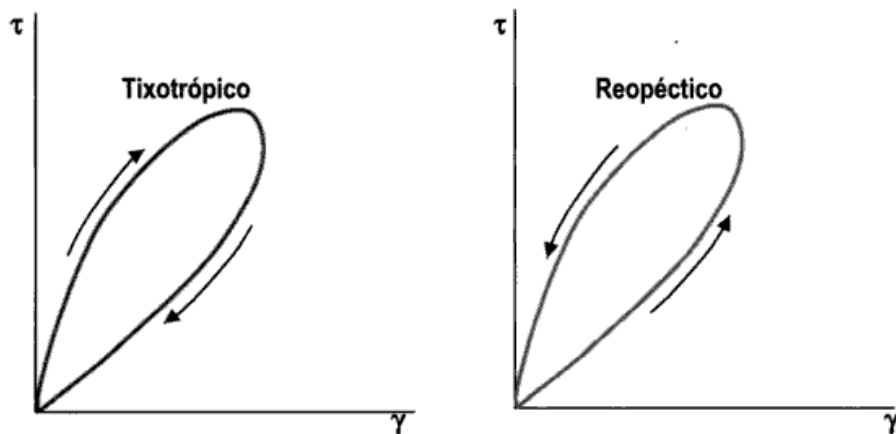
La representación gráfica del esfuerzo cortante respecto a la velocidad de deformación, o reograma, para los fluidos no newtonianos independientes del tiempo más importantes, puede observarse en la figura 4:



**Figura 4.** Comportamiento reológico de los fluidos independientes del tiempo [6]

### 1.2.2. Fluidos dependientes del tiempo

Este tipo de fluidos son más complejos de analizar, pues su comportamiento no depende exclusivamente del esfuerzo cortante, sino también del tiempo de aplicación. Para una determinada velocidad de deformación, el esfuerzo cortante varía a lo largo del tiempo de aplicación, y viceversa, y necesitan un tiempo de reposo después de ser sometidos a un esfuerzo cortante para recuperar su viscosidad inicial. Si a una misma velocidad de deformación, el fluido presenta una disminución de viscosidad aparente a lo largo del tiempo, se dice que el fluido es *tixotrópico*. Si por el contrario, su viscosidad aparente disminuye, se dice que el fluido es *reopéctico*.



**Figura 5.** Reogramas de los comportamientos tixotrópicos y reopécticos [4]

Los modelos que describen este tipo de flujos son mucho más complejos que para los fluidos independientes del tiempo, sin embargo, en un flujo estacionario y sin aceleraciones, estos fluidos pueden tratarse a su vez como independientes del tiempo [8].

### 1.2.3. Fluidos viscoelásticos

Los fluidos viscoelásticos presentan, además de un comportamiento viscoso, un comportamiento elástico. El modelo más sencillo para describir este tipo de fluidos es el modelo de Maxwell, que superpone ambos efectos mediante la siguiente ecuación [4]:

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau}{\eta} + \frac{\Delta\tau}{G}$$

En este modelo, el efecto viscoso viene determinada por el término de la viscosidad aparente, y el efecto elástico viene determinado por el módulo de elasticidad,  $G$ . De esta forma, los fluidos viscoelásticos recuperarán parte de la energía de deformación aplicada.

Introduciendo el factor  $\lambda = \eta/G$ , la ecuación puede reescribirse como [4]:

$$\eta \cdot \dot{\gamma} = \tau + \Delta\tau \cdot \lambda$$

El factor  $\lambda$  se conoce como *tiempo de relajación*, y es una constante característica del fluido.



## 2. Propiedades del jarabe terminado de melocotón

El fluido que se desea bombear es, como se ha mencionado anteriormente, el jarabe terminado de melocotón. Por razones de conservación del producto, éste debe ser almacenado y transportado a 20°C, por lo que es a esta temperatura a la que se han determinado sus propiedades físicas más importantes.

### 2.1. Densidad

En el caso de la densidad, este valor fue proporcionado por la compañía. Según ésta, la densidad del fluido es:  $\rho = 1,175 \text{ kg/l}$ .

### 2.2. Viscosidad

Dado que no existían datos sobre la viscosidad en los archivos de la compañía, fue necesario obtener estos datos de forma experimental en el laboratorio de la universidad Carlos III de Madrid.

#### 2.2.1. Funcionamiento del viscosímetro utilizado

Para medir la viscosidad se utilizó el viscosímetro rotacional “Selecta Visco Star L”, cuyo principio de funcionamiento se basa en el concepto de viscosidad como la resistencia de un fluido al movimiento.

Este viscosímetro dispone de cuatro husillos de distinto tipo (dos cilíndricos y dos en forma de disco) acoplados a un motor de velocidad variable. Una vez sumergidos en el fluido que se desea estudiar, el viscosímetro mide el momento torsor necesario para hacer girar el husillo a una velocidad angular constante proporcionada por el motor. Variar el tipo de husillo y/o la velocidad angular del mismo, permite determinar diferentes rangos de viscosidades.

En un fluido newtoniano, la velocidad del fluido,  $V$ , puede determinarse a partir de la ecuación de cantidad de movimiento de Navier-Stokes, en la que la viscosidad,  $\mu$ , es una constante. Esta ecuación, en coordenadas cilíndricas, puede escribirse como [9]:

$$\rho \left( \frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] + \rho f_{mr}$$

$$\rho \left( \frac{\partial V_\theta}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} - \frac{V_r V_\theta}{r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] + \rho f_{m_\theta}$$

$$\rho \left( \frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right] + \rho f_{m_z}$$

Donde las variables  $p$  y  $f_m$  son, respectivamente, la presión en el fluido y las fuerzas másicas que actúan en éste.

En el caso del viscosímetro con husillo de tipo cilíndrico, dada su geometría, pueden realizarse las siguientes consideraciones:

$$V_r = V_z = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial \theta} = 0 \rightarrow V_\theta = V_\theta(r)$$

$$V_\theta(r = R_i) = \Omega R_i$$

$$V_\theta(r = R_o) = 0$$

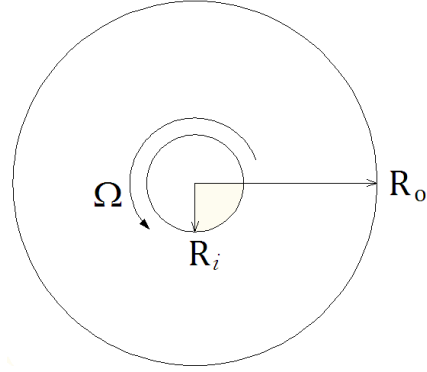


Figura 6. Esquema del viscosímetro

Teniendo esto en cuenta, las ecuaciones de Navier-Stokes quedan reducidas a una sola ecuación, de la que puede deducirse la expresión para la velocidad del fluido:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_\theta) \right) = 0 \rightarrow V_\theta = \frac{A}{2} r + \frac{B}{r}$$

$$\left. \begin{array}{l} r = R_i \rightarrow \frac{A}{2} R_i + \frac{B}{R_i} = \Omega R_i \\ r = R_o \rightarrow \frac{A}{2} R_o + \frac{B}{R_o} = 0 \end{array} \right\} V_\theta = -\frac{\Omega R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \cdot r + \frac{\Omega R_i^2 R_o^2}{R_o^2 - R_i^2} \cdot \frac{1}{r}$$

El momento torsor,  $M$ , en el cilindro, está relacionado con el esfuerzo cortante en el mismo a través de la expresión [9]:

$$M = 2\pi R_i^2 L \cdot \tau_{r\theta}$$

Donde  $L$  es la longitud del cilindro.

A su vez, el esfuerzo cortante está relacionado con la velocidad de deformación del fluido y con la viscosidad mediante la expresión [9]:

$$\tau_{r\theta} = \mu \cdot r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{V_\theta}{r} \right)$$

Introduciendo en esta ecuación la expresión de la velocidad obtenida anteriormente, y particularizando para  $r=R_i$  se obtiene que la relación entre el momento torsor por unidad de longitud y la velocidad angular del husillo es:

$$\tau_{r\theta}(r = R_i) = \mu \left( \frac{-2\Omega R_o^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \rightarrow \left| \frac{M}{L} \right| = |2\pi R_i^2 \tau_{r\theta}| = \frac{4\pi\mu\Omega R_i^2 R_o^2}{R_o^2 - R_i^2}$$

Por tanto, conociendo la geometría del husillo y midiendo el momento torsor para una velocidad angular dada, el viscosímetro es capaz de obtener el valor de la viscosidad.

Dado que la viscosidad es un valor constante en los fluidos newtonianos, puede observarse que el esfuerzo cortante y la velocidad de deformación siguen una relación lineal.

En el caso del husillo en forma de disco la deducción de estas relaciones no es tan sencilla, pero es correcto asumir que el momento torsor es también proporcional al esfuerzo cortante, y que la velocidad de deformación es proporcional a la velocidad angular del husillo.

### 2.2.2. Datos experimentales

La viscosidad del jarabe terminado de melocotón se midió con dos husillos diferentes (L3 y L4), a varias velocidades angulares. Los resultados obtenidos fueron:

$\Omega$ (rpm)	Husillo L3		Husillo L4	
	$\mu$ (mPa·s)	% del fondo de escala	$\mu$ (mPa·s)	% del fondo de escala
12	4500	45,0%	9360	18,7%
20	3100	51,7%	6350	21,1%
30	2280	57,1%	5010	25,0%
50	1560	65,1%	3750	31,2%
60	1370	68,9%	3440	33,4%
100	960	80,5%	2540	42,3%
200	-	-	1650	55,0%

**Tabla 2.** Viscosidad del jarabe terminado de melocotón

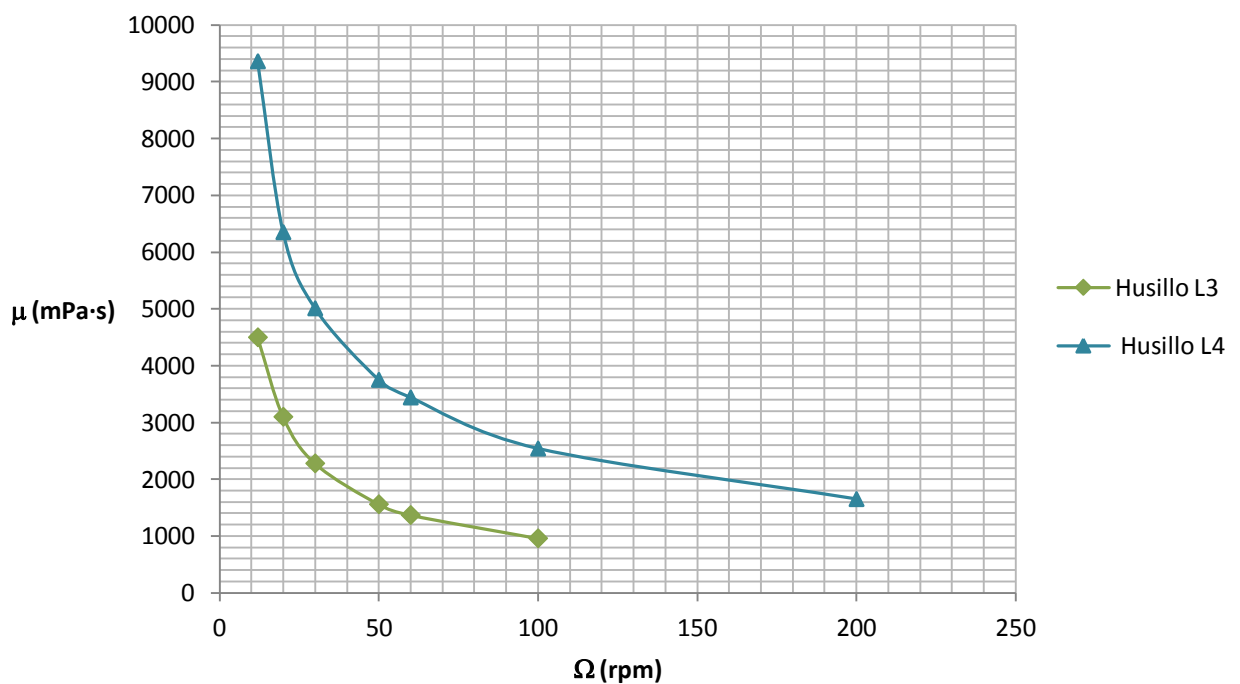
Además, dado que la instalación funciona correctamente con el resto de los fluidos, se decidió tomar también medidas de viscosidad del jarabe terminado de Coca-Cola y del zumo de melocotón con el objetivo de comparar sus viscosidades. Los resultados obtenidos en este caso fueron:

	Zumo de melocotón (L1)		Jarabe de Coca Cola (L1)	
$\Omega$ (rpm)	$\mu$ (mPa·s)	% del fondo de escala	$\mu$ (mPa·s)	% del fondo de escala
50	27	24,7%	24	20,0%
60	26	28,1%	24	24,8%
100	24	39,3%	26	46,1%
200	23	78,3%	-	-

**Tabla 3.** Viscosidad del zumo de melocotón y del jarabe terminado de Coca-Cola

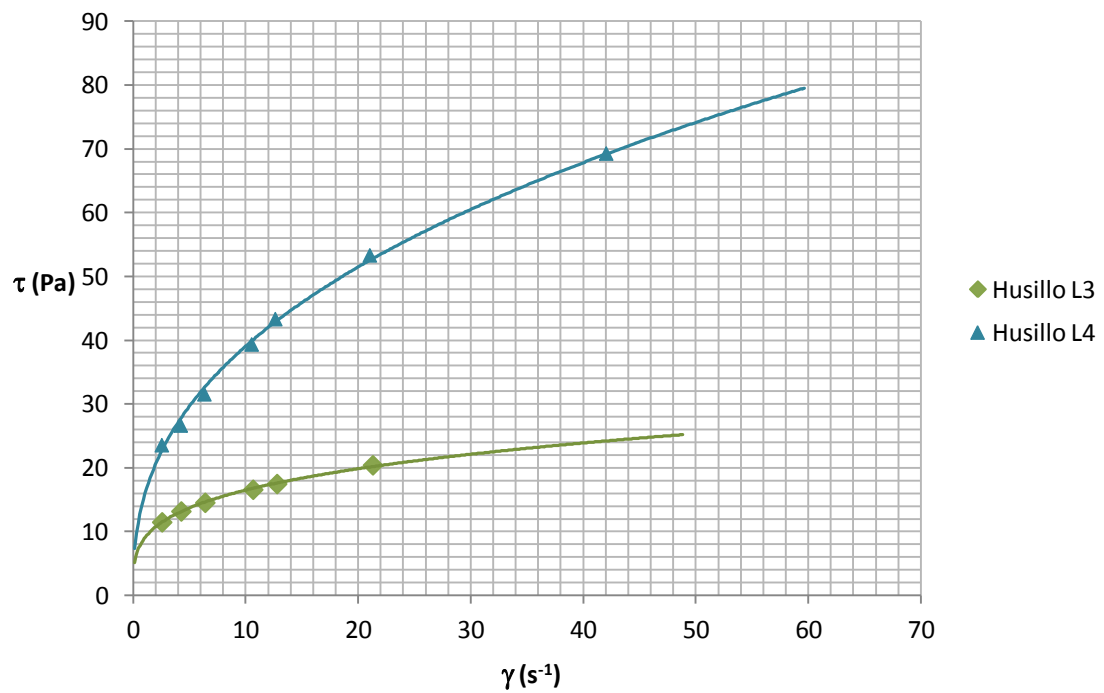
Como puede apreciarse en los datos, el jarabe terminado de melocotón es mucho más viscoso que el resto de fluidos que la bomba debe bombear.

Además, en el caso del zumo de melocotón y del jarabe terminado de Coca-Cola la viscosidad permanece aproximadamente constante al variar la velocidad angular en el viscosímetro. Sin embargo, no es así en el caso del jarabe terminado de melocotón, en el que la viscosidad desciende drásticamente al aumentar la velocidad angular. Este descenso de la viscosidad del jarabe terminado de melocotón puede apreciarse claramente en la figura 7:

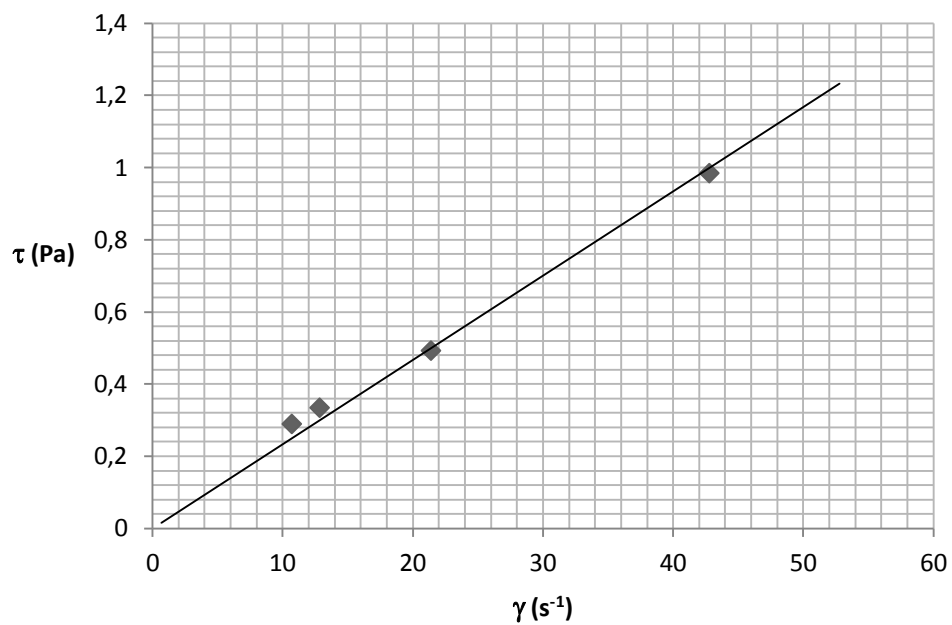


**Figura 7.** Viscosidad del jarabe terminado de melocotón vs. velocidad angular

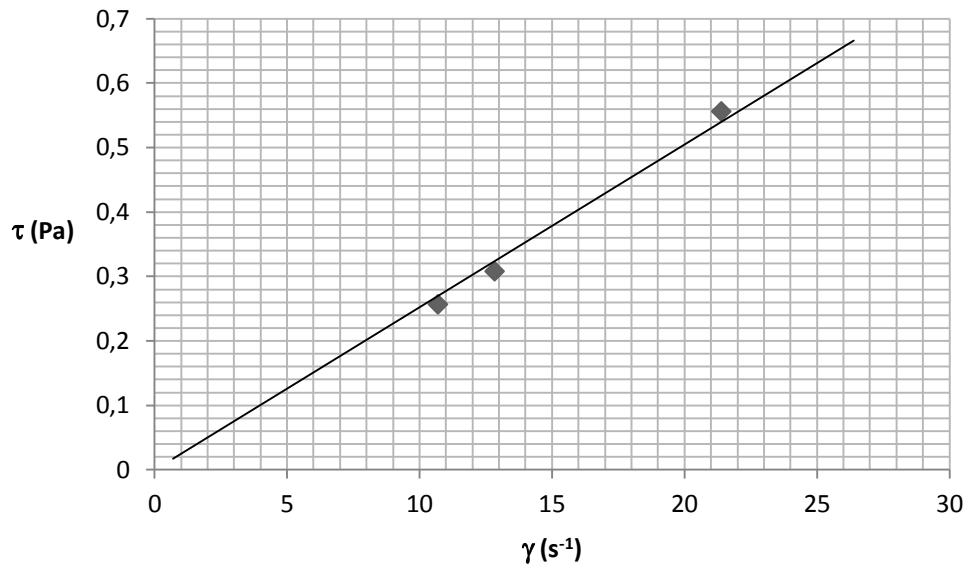
Para entender este descenso de viscosidad, se ha representado el esfuerzo cortante en función de la velocidad de deformación, para los tres tipos de fluido medidos. Esto permitirá identificar el jarabe terminado de melocotón, y el resto de fluidos, de acuerdo a la clasificación presentada en el anterior capítulo, lo que permitirá a su vez entender su comportamiento.



**Figura 8.** Esfuerzo cortante vs. velocidad de deformación del jarabe terminado de melocotón



**Figura 9.** Esfuerzo cortante vs. velocidad de deformación del zumo de melocotón



**Figura 10.** Esfuerzo cortante vs. velocidad de deformación del jarabe terminado de Coca-Cola

### 2.2.3. Conclusión

En base a los resultados obtenidos, puede concluirse que tanto el zumo de melocotón como el jarabe terminado de Coca-Cola se comportan como fluidos newtonianos, mientras que el jarabe terminado de melocotón, además de ser mucho más viscoso que los anteriores fluidos, se comporta como un fluido no newtoniano, del tipo de los pseudoplásticos.

Dado que el viscosímetro utilizado se basa en unas ecuaciones válidas únicamente para fluidos no newtonianos, no es posible determinar con exactitud la viscosidad del jarabe de melocotón para una determinada velocidad de deformación, pues ésta no se conoce. Sin embargo, como se ha visto anteriormente, los fluidos pseudoplásticos tienden a comportarse como fluidos newtonianos a altas velocidades de deformación. Este hecho puede comprobarse en las gráficas de viscosidad y de esfuerzo cortante para el jarabe terminado de melocotón. Por tanto, observando estas gráficas y teniendo en cuenta que el viscosímetro trabaja a una velocidad angular pequeña en comparación con la bomba, puede estimarse un valor conservador para la viscosidad de  $\mu = 1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ . Más adelante se comprobará que, en las condiciones de trabajo, la velocidad de deformación es lo suficientemente alta como para dar como válida esta suposición.

A partir de este valor, puede determinarse el valor de la viscosidad cinemática,  $\nu$ , pues será de utilidad más adelante:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = 851 \text{ cSt}$$

# Parte B.

## Análisis de la instalación actual

---

### 3. Descripción de la instalación

El proceso que se desea estudiar en este proyecto es el transporte de jarabe terminado de melocotón, desde los tanques de jarabe terminado hasta el depósito de jarabe en el intermix.

Los tanques de jarabe terminado se encuentran en la sala de jarabe terminado y en ellos se almacenan, aleatoriamente, tanto el jarabe terminado de melocotón como el de otras bebidas, en función de la disponibilidad de cada uno de ellos y sin estar establecido un tanque determinado para cada bebida.



**Figura 11.** Sala de jarabe terminado

Desde los tanques de jarabe terminado, el fluido es enviado por una bomba a las distintas líneas de producción. Cada línea de producción tiene su propia bomba, que impulsa el fluido a través de tuberías hasta las zonas de llenado y empaquetado de PET, latas, bag-in-box o vidrio (situadas en distintos edificios). En el caso del jarabe terminado de melocotón, el fluido se transporta hasta el intermix situado en la zona de vidrio.

Al final de este proyecto se detallan una serie de planos de la parte de la instalación que afecta al jarabe terminado de melocotón.



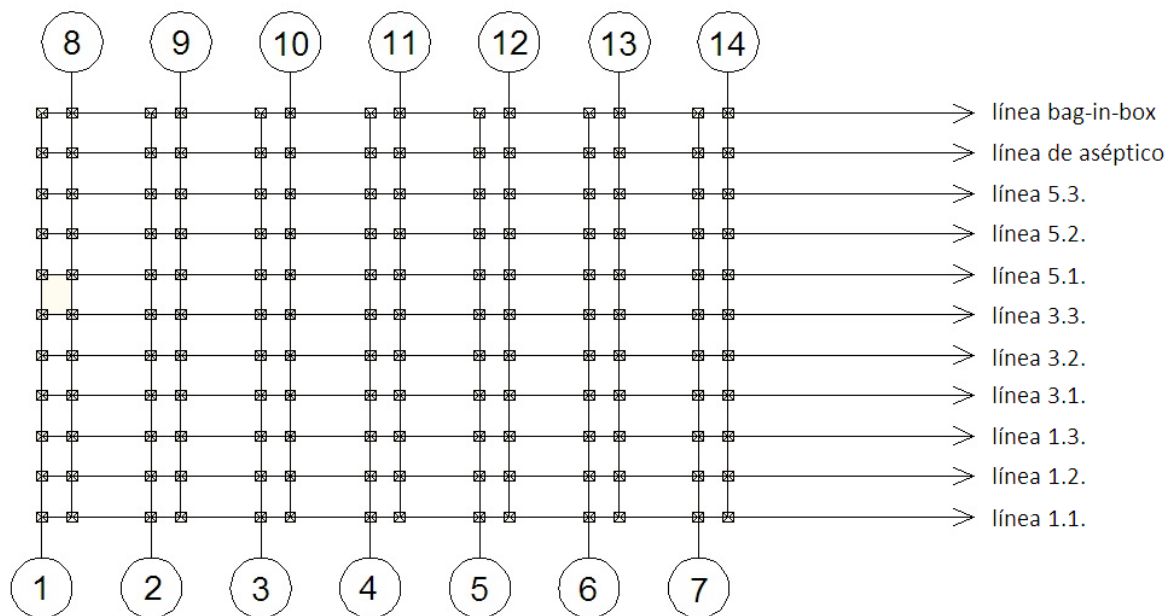
## 4. Descripción de los componentes

En este capítulo se pretende dar una visión detallada de los componentes que forman parte de la instalación a estudiar.

### 4.1. Tanques de jarabe terminado

La sala de jarabe terminado consta de 14 tanques de almacenamiento, de los cuales dos (tanques 1 y 8) están destinados exclusivamente para el almacenamiento de jarabe terminado de Coca-Cola.

Los tanques están situados en dos hileras a los lados de la sala de jarabe terminado, y están conectados mediante una matriz de válvulas a las distintas líneas de producción (línea 1.3. en el caso de jarabe terminado de melocotón).



**Figura 12.** Esquema de distribución de los tanques de jarabe terminado

Los tanques están a presión atmosférica, y mantienen el fluido a una temperatura de 20°C. Los tanques 1 al 5 y los tanques 8 al 11 tienen una capacidad de 30 m<sup>3</sup> mientras que los tanques 6, 7, 12, 13 y 14 tienen una capacidad de 12 m<sup>3</sup>.

Para asegurar la uniformidad en el jarabe terminado, los tanques están equipados con un dispositivo de agitación que proporciona a la mezcla una agitación continua y lenta (máximo 500 rpm).

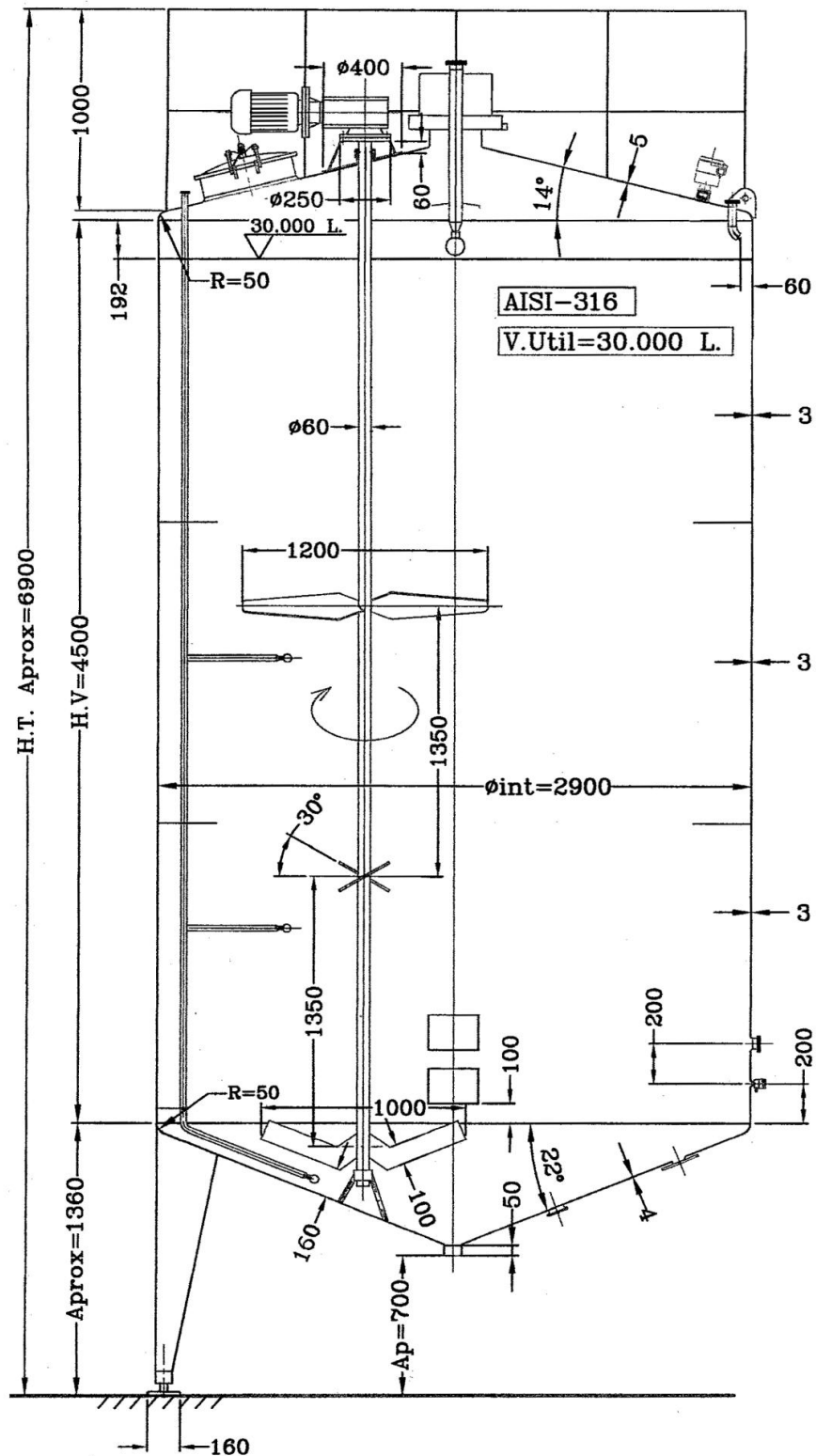
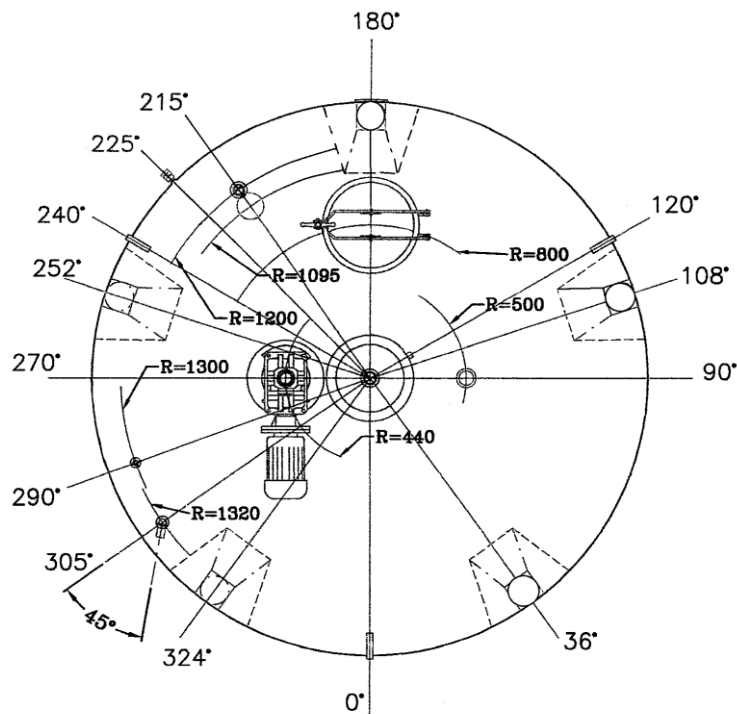


Figura 13. Alzado de un tanque de 30.000 l de capacidad



**Figura 14.** Planta de un tanque de 30.000 l de capacidad

## 4.2. Tubería

Los tanques de jarabe terminado y el depósito de jarabe del intermix están conectados por una tubería construida en acero inoxidable AISI 316L, aislada térmicamente en el exterior. Esta tubería tiene un diámetro interno de 50 mm y atraviesa 27 codos de 45, 90 y 180 grados durante su recorrido. Su longitud varía en función del tanque en el que esté situado la bebida, con una longitud de 183,7 m desde el tanque más cercano a la bomba, y 196,2 m desde el tanque más alejado.

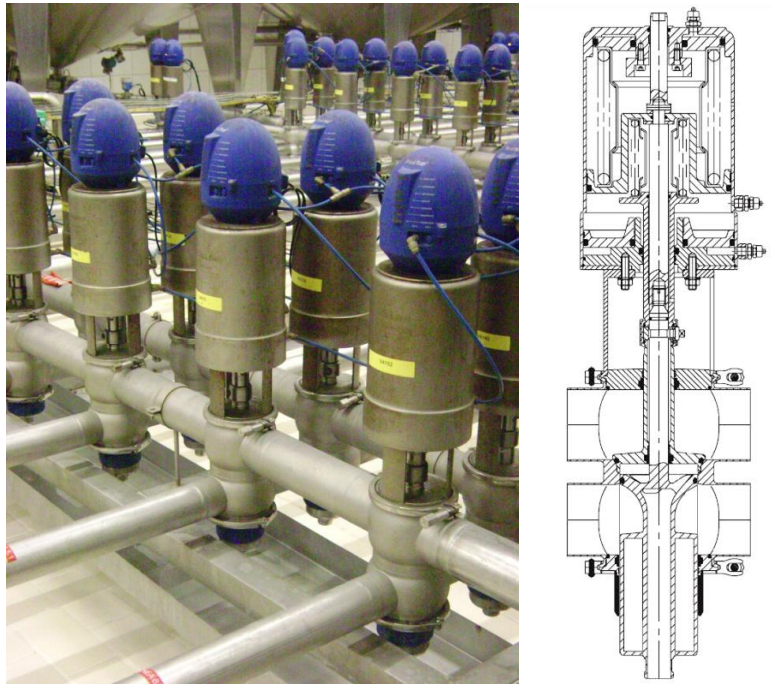
## 4.3. Accesorios

Los accesorios presentes en toda la instalación, así como el resto de componentes, son totalmente higiénicos y especialmente diseñados para procesos alimentarios. A continuación se describen los distintos accesorios que pueden encontrarse en la instalación:

### 4.3.1. Válvulas de doble asiento

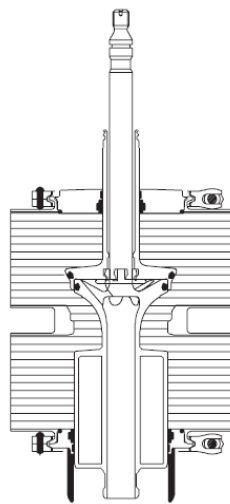
La instalación contiene un total de 155 válvulas de doble asiento de la compañía Alfa Laval. 154 de estas válvulas se encuentran en la sala de jarabe terminado, formando la matriz de válvulas que conecta los tanques de almacenamiento con las líneas de producción. La válvula de doble asiento restante se encuentra en el intermix.

Estas válvulas están controladas por control remoto, y se abren automáticamente mediante un actuador activado por aire comprimido.



**Figura 15.** Fotografía y esquema de una válvula de doble asiento [18].

Cuando la válvula está cerrada, el fluido puede circular tanto como por la tubería superior como por la inferior de forma independiente, sin producirse ninguna mezcla entre ambos fluidos. Cuando la válvula se abre, las dos tuberías quedan conectadas y el fluido puede pasar de una tubería a otra.



**Figura 16.** Esquema de una válvula de doble asiento abierta [18]

La válvula situada en el intermix permanece cerrada durante todo el proceso, abriéndose únicamente durante la etapa de limpieza. En el caso de la matriz de válvulas, la apertura de válvulas permite conectar cada tanque con la línea de producción deseada. Esto se consigue abriendo la válvula que conecta la tubería que sale del tanque que contiene el jarabe terminado que se desea fabricar y la tubería de la línea de producción donde se desea enviar, y cerrando las demás válvulas en ambas tuberías.

#### 4.3.2. Válvulas de mariposa

Las válvulas mariposa son, al igual que las válvulas de doble asiento, de la compañía Alfa Laval, y están construidas en acero inoxidable AISI 316L.

Hay una válvula de mariposa automática a la salida de cada tanque y tres válvulas de mariposa en el intermix (dos automáticas y una manual).

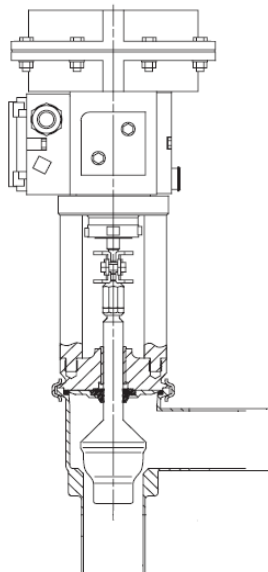
Las válvulas de mariposa permiten pasar el fluido cuando se encuentran en su posición abierta, y bloquean su paso cuando se encuentran en su posición cerrada. En el momento de la producción, todas las válvulas de mariposa se encuentran en su posición abierta.



**Figura 17.** Válvula de mariposa [18]

#### 4.3.3. Válvula de regulación

La válvula de regulación está situada en el intermix, antes del depósito de jarabe, y es también de la compañía Alfa Laval.



**Figura 18.** Válvula de regulación [18]

#### 4.3.4. Caudalímetro

La instalación cuenta con un caudalímetro másico de Coriolis, de la compañía Micro Motion, situado inmediatamente después de la bomba.

Los caudalímetros másicos de Coriolis están formados por uno o más tubos curvados en forma de U, cuyos extremos permanecen empotrados a la tubería sobre la cual se desea realizar la medición. Al aplicar una fuerza de vibración al tubo curvado, se genera una

diferencia de fase en la oscilación, debido a los esfuerzos asimétricos que realiza el tubo al oscilar sobre el fluido en movimiento. Esta diferencia de fase es proporcional al caudal másico que atraviesa el caudalímetro.

Los caudalímetros de Coriolis pueden usarse además con fluidos no newtonianos, en los cuales los caudalímetros normales tienden a dar resultados erróneos.



Figura 19. Caudalímetro

#### 4.4. Intermix

El intermix es el lugar en el que se produce la mezcla del jarabe terminado con la cantidad de agua establecida, dando lugar así a la bebida final. Consta de tres depósitos: un depósito de jarabe terminado, un depósito de agua y un depósito donde se produce la mezcla de ambos componentes. El depósito que interesa para este proyecto es el depósito de jarabe. Éste se encuentra a presión atmosférica y está situado a una altura de 1,5 m sobre el suelo.

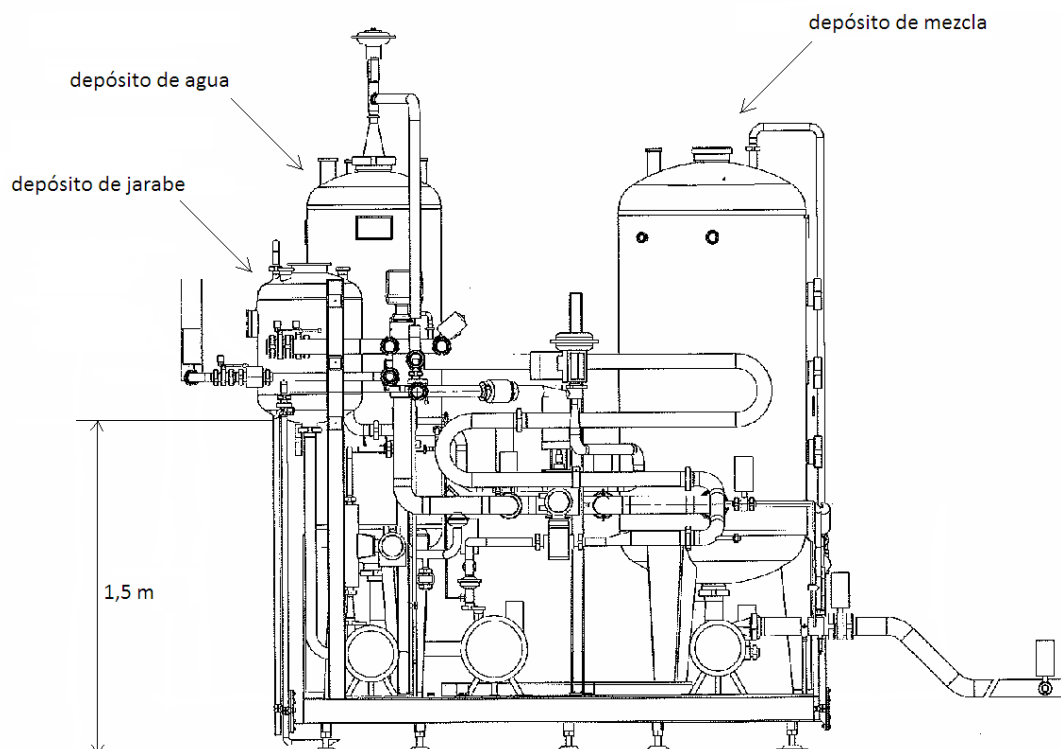
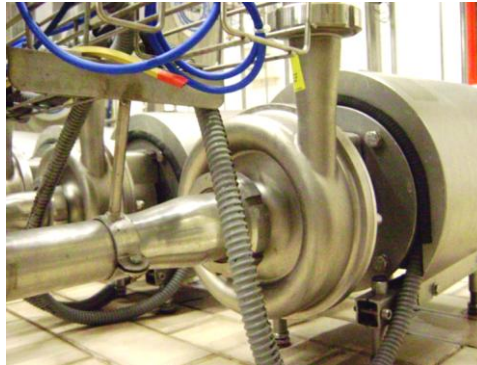


Figura 20. Esquema del intermix

#### 4.5. Bomba actual

La bomba actual es una bomba centrífuga modelo LKH20 de Alfa Laval.

El diámetro del impulsor es de 140 mm y proporciona un caudal de 5 m<sup>3</sup>/h. El motor tiene una potencia de 3 kW y gira a 3000 rpm.



**Figura 21.** Bomba centrífuga LKH20

Esta bomba fue instalada en el momento de la construcción de la sala de jarabe terminado, antes de que se empezaran a fabricar los zumos en la compañía, y funciona bien para el resto de los jarabes terminados. Sin embargo, no es adecuada para el bombeo de jarabe terminado de melocotón por los siguientes motivos.

En una bomba centrífuga las dos principales pérdidas son producidas por la fricción del líquido y la fricción de disco [10], por lo que cambios en la viscosidad del fluido afectan drásticamente tanto a la capacidad de carga de la bomba como a su eficiencia.

Este efecto de la viscosidad en las curvas características de una bomba centrífuga ha sido probado en numerosos ensayos, y existen normas que permiten corregir las curvas características de la bomba de acuerdo a la viscosidad, una vez conocidas éstas para agua. La figura 22 representa el efecto negativo de un aumento de la viscosidad del fluido en las curvas características de una bomba [10].

Los límites en cuanto a viscosidad del fluido en el caso de una bomba centrífuga varían en función de la economía del proyecto, pero en general puede tomarse como límite superior una viscosidad cinemática de 440 cSt [11], por lo que el jarabe terminado de melocotón es demasiado viscoso para utilizar este tipo de bomba.

Además, para bombear fluidos no newtonianos es conveniente mantener la velocidad lo más constante posible, con el objetivo de mantener un valor constante de viscosidad. Esto no se consigue con una bomba de tipo dinámico como lo es la bomba centrífuga [10].

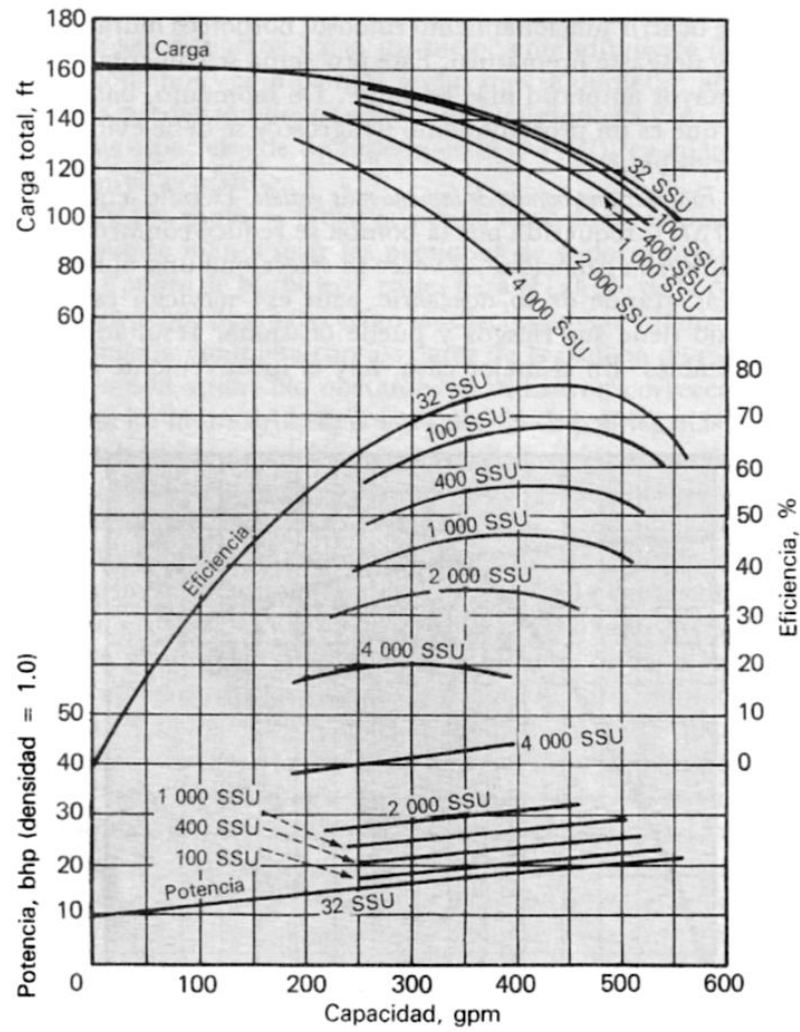


Figura 22. Efecto de la viscosidad en una bomba centrífuga [10]



## 5. Pérdidas de carga en la instalación

El análisis de las pérdidas de carga, así como de las curvas características del sistema, permite comprender los procesos que ocurren en cada elemento de la instalación, y permitirá también comprobar si el origen del mal funcionamiento de la instalación es debido a la bomba, o si por el contrario se debe seguir profundizando en la búsqueda del problema que lo origina.

### 5.1. Pérdidas de carga primarias

Las pérdidas de carga primarias corresponden a las pérdidas por fricción que se producen a lo largo de las tuberías. Pueden calcularse mediante la siguiente expresión [9]:

$$\Delta p_f = \frac{1}{2} \rho V^2 \lambda \frac{L}{D}$$

Siendo  $\rho$  = densidad del fluido

$V$  = velocidad del fluido en la tubería

$\lambda$  = factor de fricción

$L$  = longitud de la tubería

$D$  = diámetro interno de la tubería

La densidad del fluido, así como el diámetro de las tuberías, es un dato ya conocido cuyo valor ya se ha especificado anteriormente.

Como valor para la longitud de la tubería se tomará la tubería que va desde el tanque 9 hasta el intermix, por ser el tanque más distante de la bomba y, por tanto, el caso más desfavorable.

La velocidad variará en función del caudal según la expresión:

$$Q = V \cdot A = V \cdot \frac{\pi D^2}{4} \rightarrow V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Para que la llenadora funcione a su velocidad óptima, ésta debe funcionar con un caudal de 9,6 m<sup>3</sup>/h. Dado que, para fabricar zumo de melocotón, la relación de agua y jarabe terminado de melocotón es de 2:1, el caudal de jarabe terminado de melocotón debe ser de 3,2 m<sup>3</sup>/h. A este caudal, la velocidad del fluido en la tubería será  $V = 0,45 \text{ m/s}$ .

La velocidad de deformación en la pared de una tubería cilíndrica puede ser calculada con la siguiente ecuación [12]:

$$\dot{\gamma} = \frac{8V}{D}$$

Para una velocidad de 0,45 m/s, la velocidad de deformación en las tuberías de la instalación es  $\gamma = 72 \text{ s}^{-1}$ . Este valor es ampliamente mayor que las velocidades de deformación obtenidas en el viscosímetro, por lo que puede tomarse como valor de la viscosidad  $\mu = 1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  en las tuberías.

Para determinar el factor de fricción en las tuberías es necesario conocer qué tipo de flujo se produce en éstas. Para ello, debe calcularse en primer lugar el número de Reynolds en la tubería. Por ser una tubería circular, el número de Reynolds puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

Para el caudal óptimo de funcionamiento el número de Reynolds toma el valor 26,6. Puede comprobarse además que, para todo el rango de los caudales que se van a estudiar en este proyecto (entre 1 y 10 m<sup>3</sup>/h), el valor del número de Reynolds es siempre ampliamente inferior a 2300, por lo que puede considerarse que el flujo será laminar en todos los casos. Cuando el flujo es laminar, el factor de fricción es independiente de la rugosidad de la pared, y puede determinarse mediante la ley de Hagen-Poiseuille [13]:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Por tanto, las pérdidas de carga primarias para un caudal de  $Q = 3,2 \text{ m}^3/\text{h}$  serán:

$$\Delta p_f = \frac{1}{2} \rho V^2 \lambda \frac{L}{D} = 1136,9 \text{ kPa}$$

## 5.2. Pérdidas de carga secundarias

Las pérdidas de carga secundarias, también llamadas pérdidas de carga localizadas, corresponden a las pérdidas de carga producidas en los distintos componentes de la instalación: codos, cambios de sección, válvulas, etc. Debido al bajo valor del número de Reynolds, únicamente se tendrán en cuenta las pérdidas de carga producidas en las válvulas y en el caudalímetro, considerándose el resto despreciables frente a éstas.

Las pérdidas de carga secundarias pueden calcularse mediante la fórmula [13]:

$$\Delta p_s = \frac{1}{2} \rho V^2 \cdot \zeta$$

Donde  $\zeta$  es un coeficiente de pérdidas, determinado experimentalmente, que varía para cada elemento.

### 5.2.1. Válvula de mariposa

Para una válvula de mariposa, el coeficiente de pérdidas es [13]:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho V^2 / 2} = \frac{120}{Re} \cdot \frac{1 + 0,5 \bar{D}_d (1 + \sin \delta)}{(1 - \bar{D}_d^2 \cdot \sin \delta)^2} + \left(1 - \frac{50}{Re}\right) \left(\frac{1,56}{1 - \bar{D}_d^2 \cdot \sin \delta} - 1\right)^2$$

Para  $Re \leq 50$ , puede asumirse que el valor de  $1 - 50/Re$  es igual a cero. Teniendo en cuenta, además, que  $\bar{D}_d = 1$  y que en el momento de la producción la válvula está completamente abierta ( $\delta = 0^\circ$ ), la fórmula puede simplificarse como:

$$\zeta = \frac{180}{Re}$$

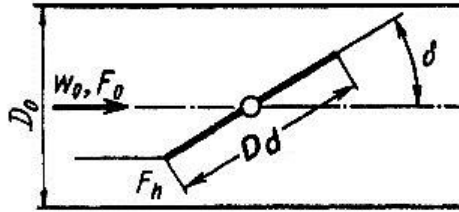


Figura 23. Válvula de mariposa [13]

### 5.2.2. Válvula de doble asiento

En este caso no se ha encontrado ningún modelo que estime las pérdidas de carga secundarias producidas en una válvula de forma idéntica a la de la instalación, por lo que se ha elegido la válvula de doble asiento que más se le aproxima. Teniendo en cuenta que la pérdida de carga en este tipo de válvulas no difiere exageradamente entre un modelo y otro, y que lo que más interesa para este proyecto es estimar un orden de magnitud para las pérdidas de carga producidas en la instalación, se considera esta aproximación como suficientemente válida.

Cuando la válvula está completamente abierta, la expresión que ha de utilizarse es la siguiente [13]:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho V_h^2 / 2} = \frac{30}{Re_h} + \left(1 - \frac{F_h}{F_o}\right)^2 + 4,7 \left(\frac{F_h}{F_o}\right)^2$$

Donde,  $F$  = área transversal

$$Re_h = V_h D_h / 4 \nu$$

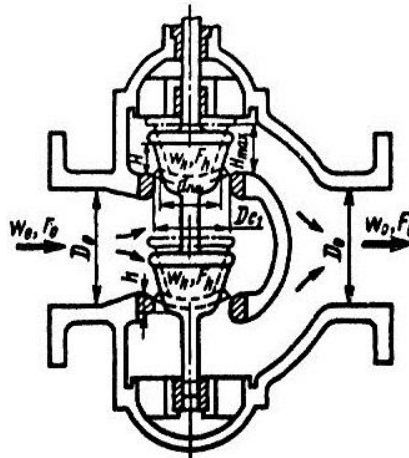


Figura 24. Válvula de doble asiento [13]

### 5.2.3. Válvula de regulación

El coeficiente de pérdidas en el caso de la válvula de regulación puede obtenerse a partir de la siguiente expresión [13]:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho V_h^2 / 2} = \frac{30}{Re_h} + \left(1 - \frac{F_h}{F_o}\right)^2 + 0,18$$

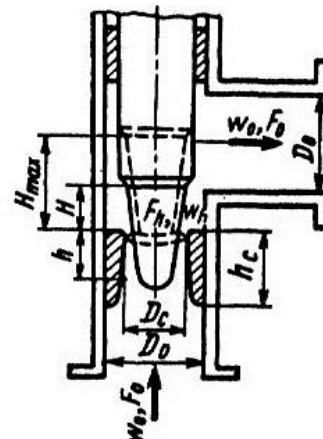


Figura 25. Válvula de regulación [13]

### 5.2.4. Caudalímetro

Las pérdidas de carga producidas en el caudalímetro han sido calculadas mediante una aplicación disponible en la página web del fabricante, que, al introducir los parámetros del caudalímetro y las propiedades del fluido, especifica las pérdidas de carga producidas en éste.

Los resultados muestran una pérdida de carga muy alta. Debido a la alta viscosidad del fluido, este hecho no es excesivamente sorprendente, pero también es posible que se deba a que el algoritmo del programa no esté preparado para un rango de viscosidad tan alto, pues no es lo común en el sector para el que está diseñado.

A falta de otros datos más fiables, se tomarán como válidos los datos proporcionados por el fabricante.

### 5.2.5. Pérdida de carga total en accesorios

Realizando los cálculos oportunos para cada elemento, para el caudal óptimo de producción ( $Q = 3,2 \text{ m}^3/\text{h}$ ), se obtienen los siguientes resultados:

Elemento	$\zeta$	$\Delta p_s$ (Pa)	cantidad	$\Delta p_s$ (kPa) total
Caudalímetro	-	42400	1	42,4
Válvula de mariposa	6,77	814,9	4	3,3
Válvula de doble asiento	12,93	1784,9	1	1,8
Válvula de regulación	8,28	997,1	1	1,0
<b>TOTAL</b>				<b>48,4</b>

Tabla 4. Pérdidas de carga secundarias en la instalación para el caudal óptimo de producción

### 5.3. Curvas características del sistema

#### 5.3.1. Altura manométrica

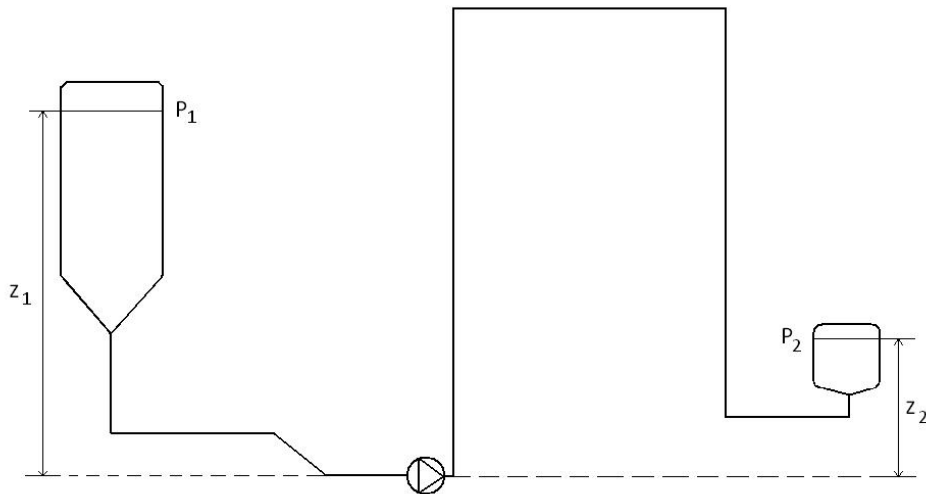
La resistencia que debe vencer la bomba para bombear un cierto fluido está representada por la altura manométrica, cuya unidad de medida es el metro.

Las pérdidas de carga totales producidas en la instalación serán la suma de las pérdidas primarias y de las pérdidas de carga secundarias producidas en los accesorios. Así, para el caudal óptimo de producción, la bomba deberá enfrentarse a la siguiente pérdida de carga [9]:

$$\Delta P_T = \Delta p_f + \Delta p_s = 1136,9 + 48,4 = 1185,3 \text{ kPa}$$

La pérdida de carga para el resto de caudales puede obtenerse siguiendo el mismo procedimiento descrito en el apartado anterior.

La diferencia de presión que debe aportar la bomba ante esta pérdida de carga puede calcularse a partir de la ecuación de Bernoulli [9]:



**Figura 26.** Esquema de la instalación

$$\frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho g z_1 + P_1 = \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho g z_2 + P_2 + \Delta P_T - \Delta P_{BOMBA}$$

$$V_1 = V_2 = 0$$

$$P_1 = P_2 = P_{atm}$$

$$\Delta P_{BOMBA} = \Delta P_T - \rho g(z_1 - z_2)$$

A partir de esta expresión, puede calcularse el valor de la altura manométrica, que está determinada por la expresión:

$$H_{BOMBA} = \frac{\Delta P_{BOMBA}}{\rho g}$$

La altura manométrica para el caudal óptimo de producción es  $H_{BOMBA} = 102,9 \text{ m}$ .

Calculando el valor de la altura manométrica para distintos caudales, se obtiene la siguiente curva característica:

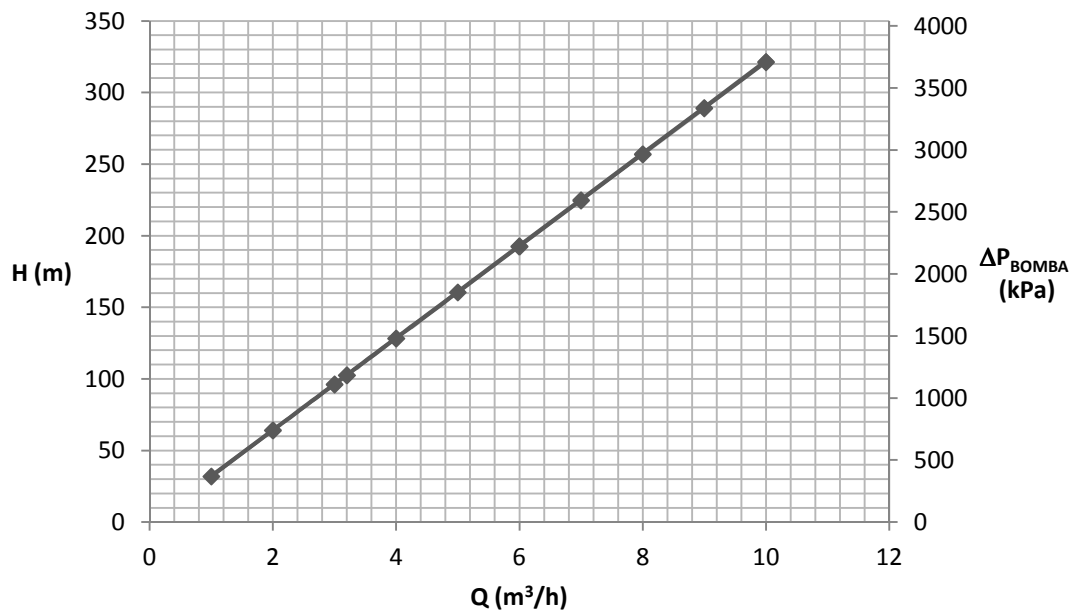


Figura 27. Altura manométrica

### 5.3.2. Carga neta positiva de succión

Otro parámetro que resulta útil a la hora de caracterizar una instalación es la carga neta positiva de succión, en inglés “net positive suction head” (NPSH). El NPSH disponible en el sistema se calcula a partir de la siguiente expresión [10]:

$$NPSH_d = \frac{P - P_v}{\rho g} + z - h_f$$

Donde  $h_f$  es la pérdida de carga en la tubería de succión y  $P$  es la presión en la superficie del líquido, la presión atmosférica en este caso.

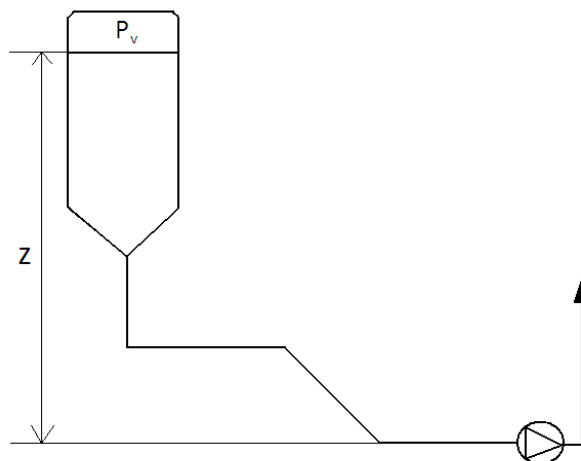
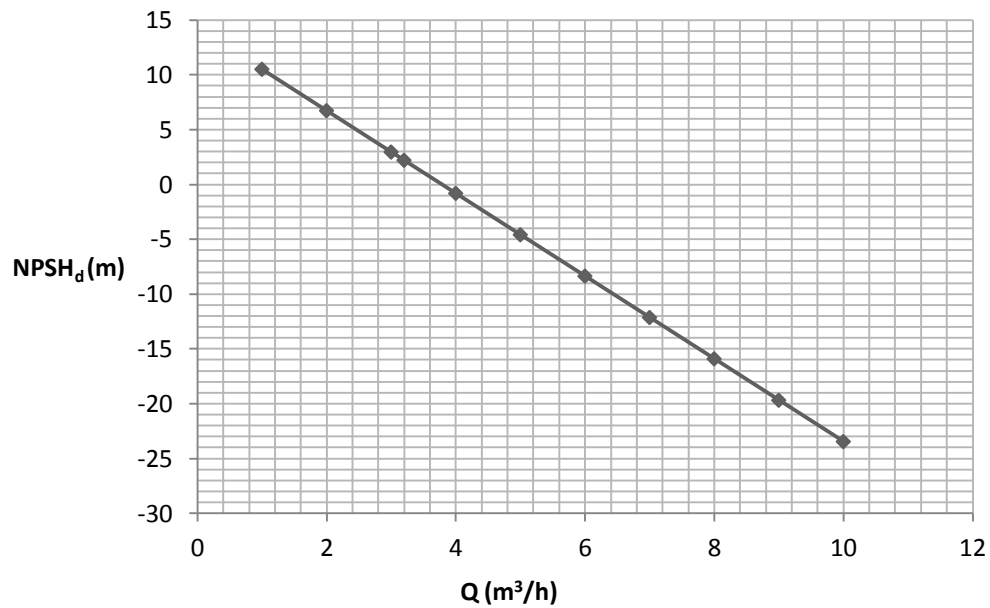


Figura 28. Esquema de la zona de succión para el cálculo del  $NPSH_d$

Del mismo modo que la altura manométrica, el  $NPSH_d$  varía con el caudal. El cálculo del  $NPSH_d$  para distintos caudales resulta en la siguiente curva característica del sistema:



**Figura 29.** Carga neta positiva de succión

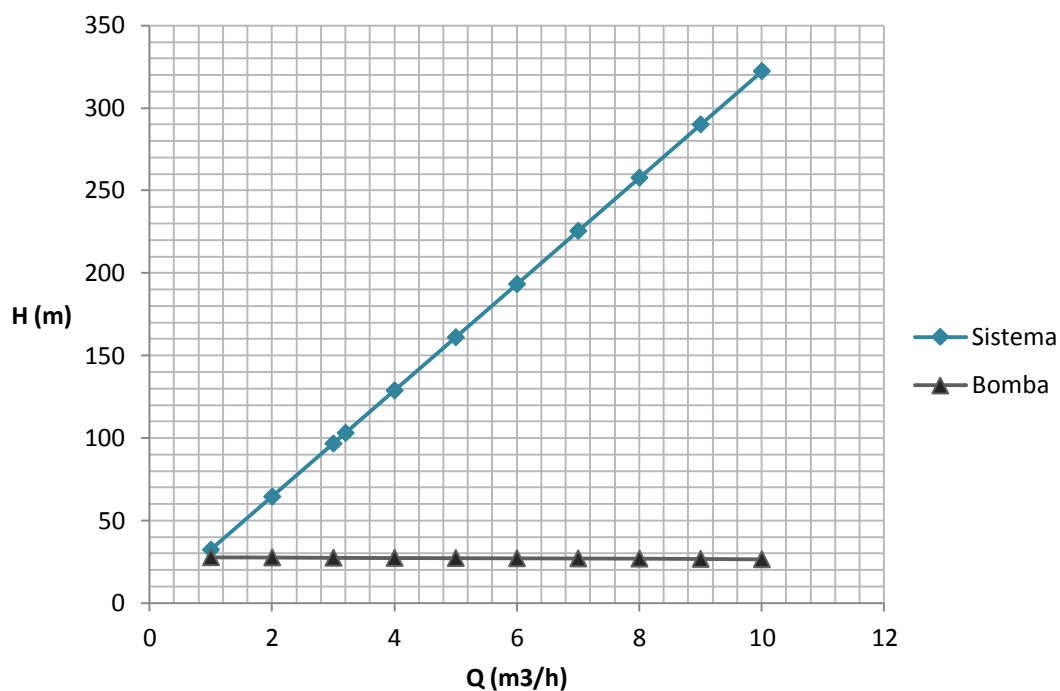
Con un caudal de  $3,2 \text{ m}^3/\text{h}$  se obtiene un  $NPSH_d$  de  $2,22 \text{ m}$ .

Para evitar la cavitación, es importante que el NPSH disponible en el sistema sea mayor que el NPSH requerido por la bomba centrífuga. La cavitación es un fenómeno producido cuando la presión en el interior de la bomba cae por debajo de la presión de vapor. Este hecho da lugar a la formación de burbujas de vapor que, al aumentar la presión en los álabes del impulsor, se contraen y colapsan. Cuando las burbujas colapsan en la superficie del álabe, liberan energía, lo que puede producir serios daños mecánicos por picadura y erosión en el álabe, así como una reducción de capacidad de carga.

## 6. Descripción de la problemática

La manera de comprobar si la bomba centrífuga instalada es apropiada para el transporte de jarabe terminado de melocotón, es comparar las curvas características del sistema con las bombas características de la bomba, proporcionadas por el fabricante.

Para la bomba centrífuga instalada actualmente no se dispone de información acerca del NPSH requerido por la bomba. Sin embargo, los datos sobre la altura manométrica de la bomba son suficientes para confirmar el hecho de que la bomba centrífuga instalada no es capaz de transportar jarabe terminado de melocotón.



**Figura 30.** Altura manométrica del sistema vs. bomba

En la figura 30 puede observarse cómo la altura manométrica que proporciona la bomba es considerablemente inferior a la del sistema, es decir, la bomba no es capaz de vencer las pérdidas de carga que se producen en la instalación.

Esto hace necesario un cambio de bomba, que se estudiará en los sucesivos capítulos de este proyecto.



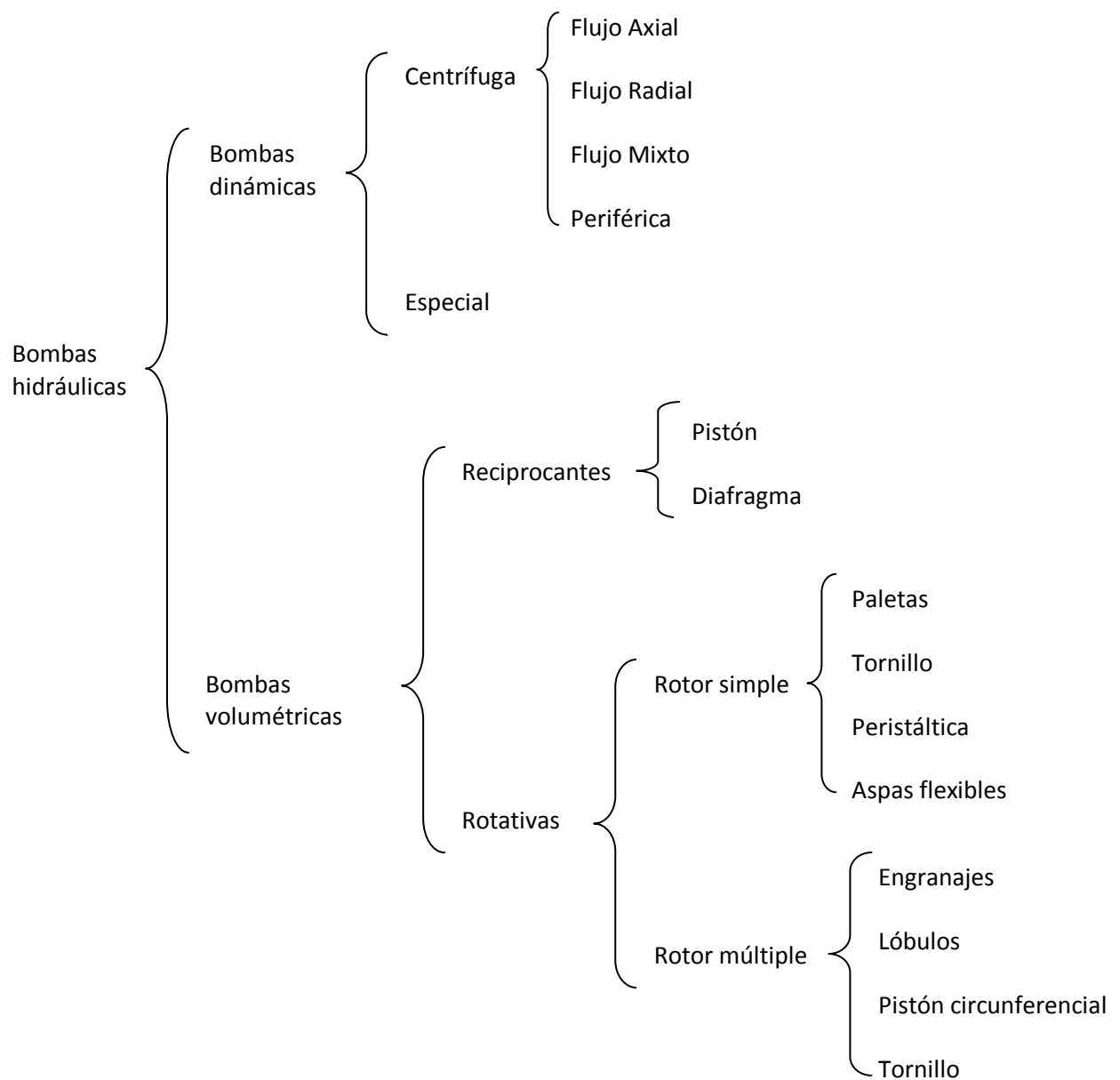
# Parte C.

## Dimensionado de la bomba

---

## 7. Clasificación de las bombas hidráulicas

Las bombas hidráulicas pueden clasificarse en dos grandes grupos: las bombas dinámicas y las bombas de desplazamiento positivo o volumétricas.



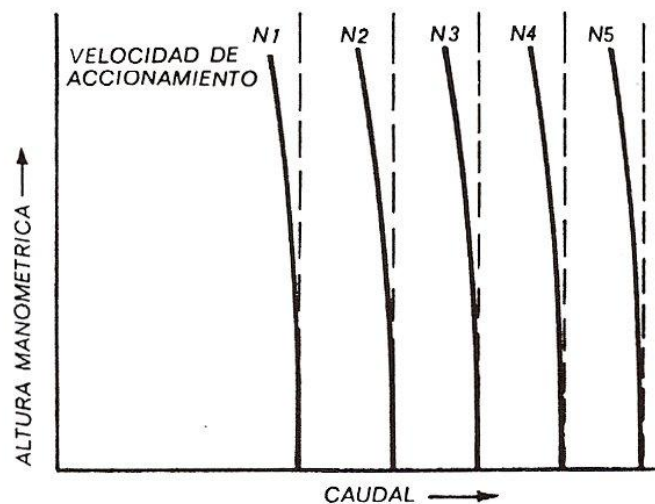
**Figura 31.** Clasificación de las bombas hidráulicas

## 7.1. Bombas dinámicas

Las bombas dinámicas, cuyo ejemplo más representativo es la bomba centrífuga, infieren energía al fluido mediante un aumento de velocidad, es decir, un aumento de energía cinética. Este tipo de bombas, como se ha visto anteriormente, no son adecuadas para el transporte de fluidos no newtonianos o altamente viscosos.

## 7.2. Bombas de desplazamiento positivo

En las bombas de desplazamiento positivo, el movimiento del fluido no se produce por un aumento de energía cinética, como en el caso de las bombas dinámicas, sino que viene dado por una variación de volumen en la cavidad interior de la bomba. Estas bombas desplazan un volumen fijo de fluido, que no depende de las pérdidas de carga en el sistema. En teoría, una bomba de desplazamiento positivo es capaz de proporcionar cualquier presión deseada, en el caso de que la instalación fuese lo suficientemente robusta y el motor de la bomba tuviese la suficiente capacidad [14]. Las curvas características de las bombas de desplazamiento positivo tienen, por tanto, la siguiente forma, donde la línea discontinua corresponde a la curva ideal:



**Figura 32.** Curvas características de una bomba de desplazamiento positivo [15]

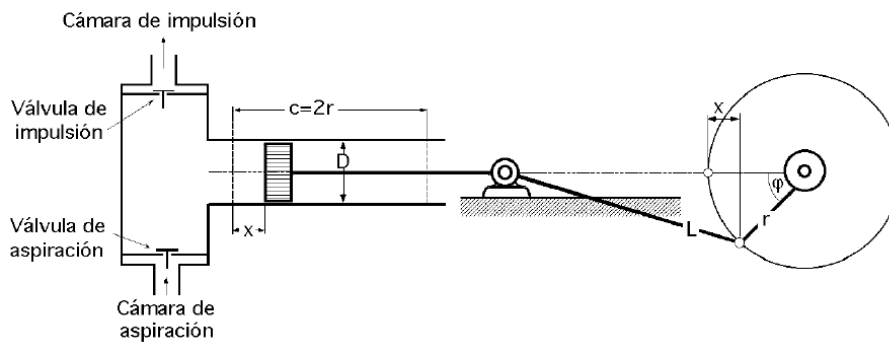
La desviación de las curvas características de las curvas ideales es debida a las fugas internas producidas en el interior de la bomba (también llamadas deslizamiento o “slip”) de las que se hablará más adelante.

Hay numerosos tipos de bombas de desplazamiento positivo, pero principalmente pueden dividirse en dos subgrupos: bombas alternativas o reciprocantes, y bombas rotatorias.

### 7.2.1. Bombas reciprocantes

En las bombas reciprocantes, el elemento que origina la variación de volumen puede ser un pistón o un diafragma, y posee movimiento alternativo. Cuando la cavidad interior de la bomba comienza a aumentar de volumen, la presión en el interior disminuye, por lo que la válvula de succión se abre y el líquido a bombear se introduce gradualmente en la bomba. Al

disminuir de volumen, ocurre todo lo contrario, la válvula de succión se cierra y se abre la válvula de descarga, expulsando así el fluido hacia la tubería de descarga [10]. Este ciclo se repite continuamente, produciendo un flujo a pulsaciones que no es conveniente para la aplicación estudiada en este proyecto.



**Figura 33.** Esquema de una bomba recíprocante de pistón [16]

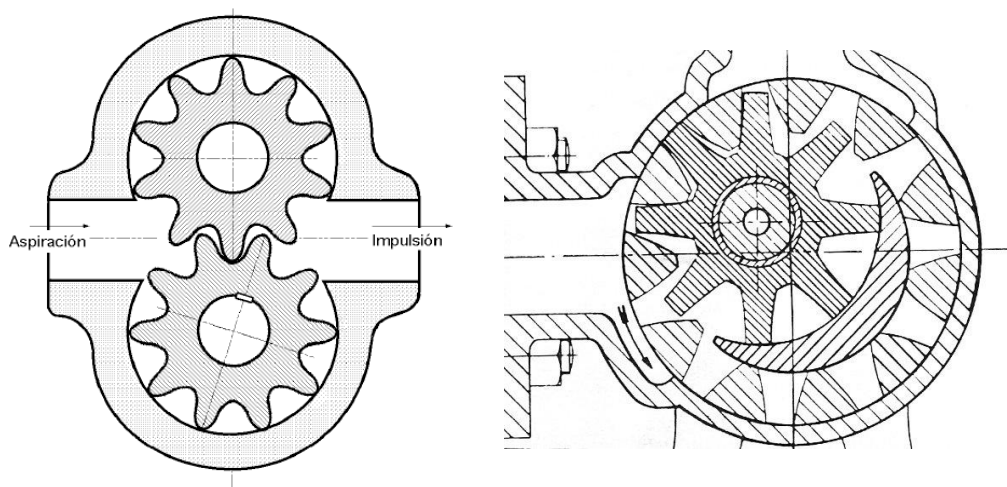
### 7.2.2. Bombas rotatorias

En las bombas rotatorias, el elemento que origina la variación de volumen en el interior de la bomba tiene movimiento rotatorio. Esto permite proporcionar un flujo mucho menos pulsante que en el caso de las bombas recíprocantes, lo que hace de las bombas rotatorias una mejor opción a la hora de transportar fluidos no newtonianos. Este tipo de bombas, además, no requiere de válvulas de succión y descarga.

La bomba elegida para este proyecto será, por tanto, una bomba rotatoria de desplazamiento positivo. Dentro de las bombas rotatorias, existen multitud de bombas diferentes.

#### ➤ Bombas de engranajes:

En las bombas de engranajes el líquido es conducido entre los dientes de los engranajes, que sirven también como superficies de sello, en la carcasa de la bomba.

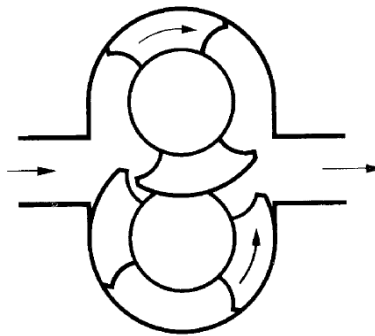


**Figura 34.** Bombas de engranajes externos e internos [16] [15]

Las bombas de engranajes externos están compuestas por dos engranajes del mismo o similar diámetro, situados en una carcasa muy ajustada. Su construcción es simple y es sumamente versátil y de fácil fabricación en una amplia gama de tamaños. Las bombas de engranajes internos están compuestas por un engranaje motor pequeño montado excéntricamente respecto a un engranaje conducido externo mayor, alojado en una carcasa circular. La configuración de engranajes internos evita la generación de altas presiones localizadas, pero es más complicada y, por tanto, más costosa que la configuración de engranajes externos [15].

➤ Bombas de pistón circunferencial:

Las bombas de pistón circunferencial tienen el mismo principio de operación que las de engranaje, pero, en este caso, cada rotor debe trabajar accionado por medios diferentes. Cada rotor de la bomba gira en direcciones opuestas, y posee dos pistones en forma de arco que giran alrededor de la circunferencia de las cámaras dentro de la carcasa.

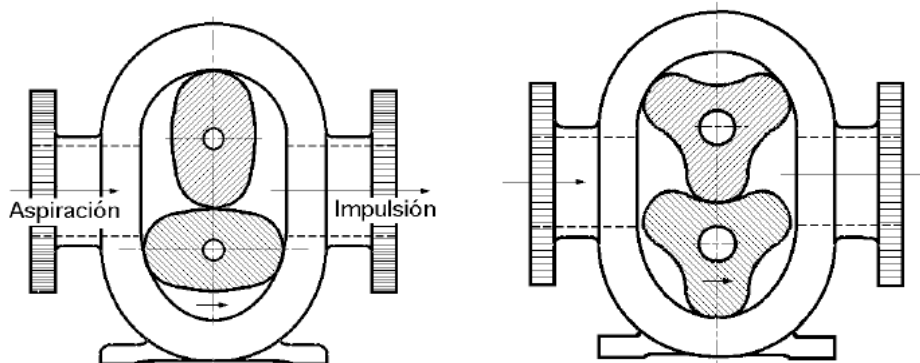


**Figura 35.** Bomba de pistón circunferencial [17]

Este movimiento crea una cavidad en expansión en la zona de succión, que hace que el fluido entre en la bomba. En la zona de descarga, la contracción de la cavidad creada entre el rotor y la carcasa, fuerza el fluido a salir de la bomba. La gran superficie de contacto entre el rotor y la carcasa hace que el deslizamiento producido generalmente con fluidos de menor viscosidad sea mínimo. Esto hace posible una mayor eficiencia volumétrica [17].

➤ Bombas de rotor lobular:

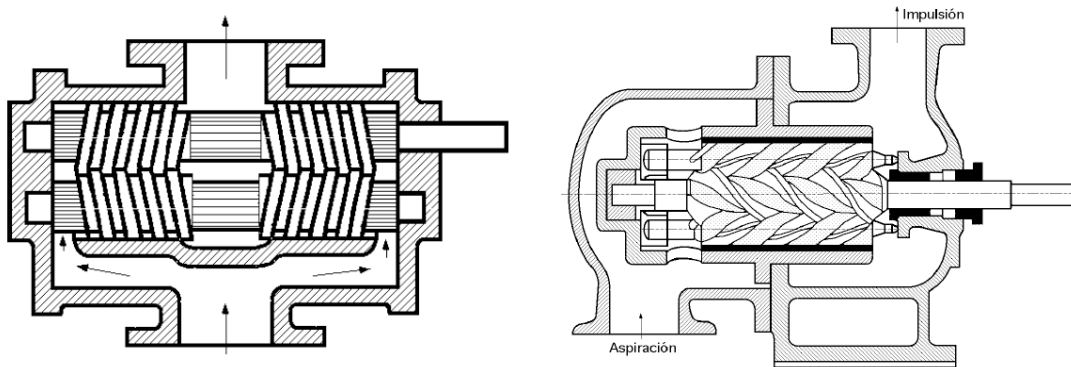
Las bombas de rotor lobular tienen un funcionamiento similar a las bombas rotatorias anteriormente descritas, salvo que, en este tipo de bombas, el rotor tiene forma lobular.



**Figura 36.** Bombas de rotor lobular de dos y tres lóbulos [16]

➤ Bombas de tornillo:

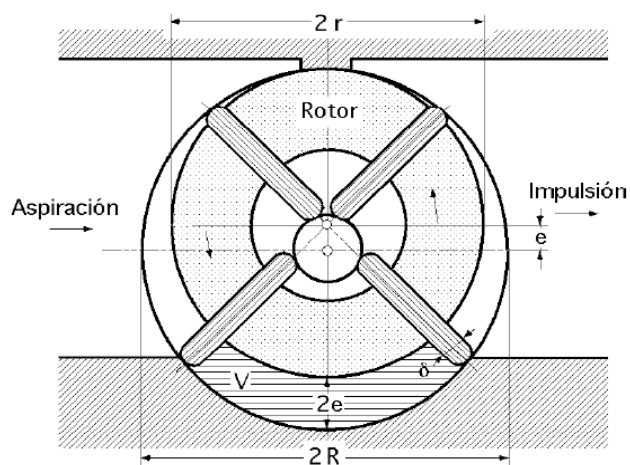
Las bombas de tornillo desplazan el líquido de forma axial a lo largo de un rotor con forma helicoidal. La configuración interna de estas bombas permite que la velocidad en el interior de la bomba sea baja, lo que evita la agitación del fluido. Además, poseen una gran capacidad de succión y pueden ser utilizadas para amplios rangos de presión y viscosidades. Sin embargo, su complicado diseño eleva el coste, y la forma de la bomba hace que, para altas presiones, se requieran elementos de mayor longitud. Las bombas de tornillo pueden estar compuestas por uno o más rotores en forma de tornillo [11].



**Figura 37.** Bombas de doble y triple tornillo [16]

➤ Bombas de paletas deslizantes:

Las bombas de paletas están formadas por cuatro o más paletas rectas ubicadas en el rotor o en el estator, y funcionan con fuerza hidráulica radial. La bomba de paletas más común para el funcionamiento con líquidos viscosos es la bomba de paletas deslizantes.

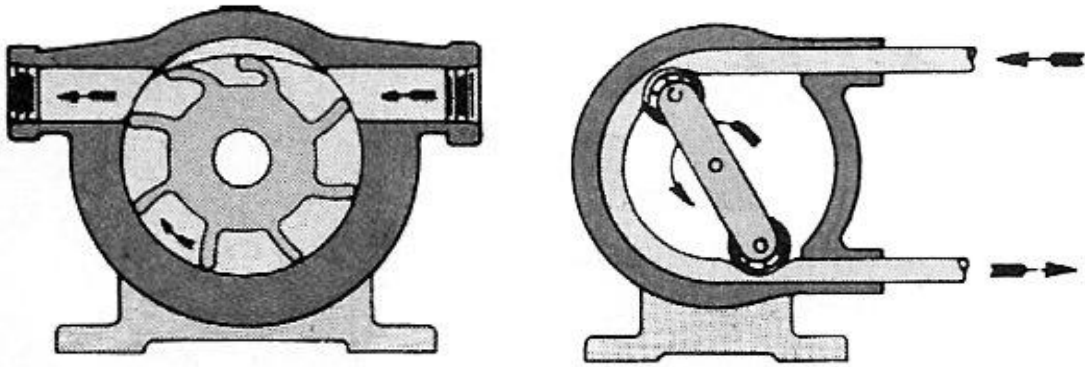


**Figura 38.** Bomba de paletas deslizantes [16]

Este tipo de bombas permite regular el volumen de trabajo, modificando la excentricidad del rotor respecto al estator. Al reducir la excentricidad, se reduce el suministro de la bomba, manteniendo invariante el número de revoluciones [16].

➤ Bombas de miembro flexible:

En las bombas de miembro flexible el bombeo del fluido y la acción de sellado dependen de la elasticidad de los miembros flexibles. Dependiendo de cuál sea el elemento flexible, estas bombas pueden ser de aspas flexibles o de tubo flexible (peristálticas).



**Figura 39.** Bombas de aspas flexibles y de tubo flexible [14]

En este tipo de bombas, la presión que pueden desarrollar está limitada en la práctica, como consecuencia de las propiedades del material elastómero [15].

## 8. Elección de la bomba

### 8.1. Consideraciones previas

A la hora de elegir el tipo de bomba más adecuada para la instalación, hay ciertas consideraciones que deben tenerse en cuenta:

En primer lugar, debido a las características del jarabe terminado de melocotón, la bomba seleccionada debe mantener la velocidad del fluido lo más uniforme posible, evitando así que el valor de la viscosidad varíe y que el fluido se agite, lo que daría lugar a una oclusión de aire no deseable para la conservación de la bebida.

En segundo lugar, debe tenerse en cuenta que el fluido bombeado está destinado a un posterior consumo y que, por lo tanto, la bomba seleccionada debe cumplir los siguientes requisitos [14]:

- Gran resistencia a la corrosión.
- No debe producir espuma o triturar los alimentos.
- Deben ser fáciles de limpiar interiormente.
- Poseer un sistema de lubricación totalmente estanco.
- Tener el menor número de partes que se desgasten durante su funcionamiento.
- Las superficies interiores de la carcasa deben ser tersas y sin esquinas.

Además, la bomba seleccionada deberá permitir la limpieza CIP (“Clean in place”), pues es la que usa la compañía Casbega para la limpieza de tuberías y demás elementos de la instalación al cambiar la producción de una bebida a otra.

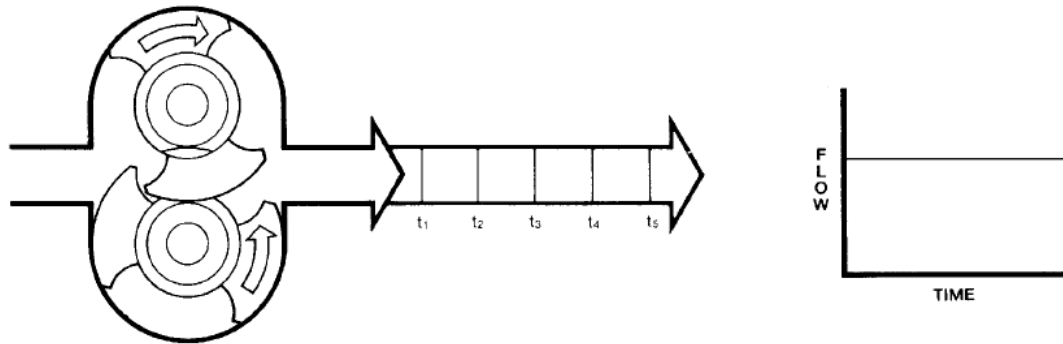
### 8.2. Elección de la bomba

Tras buscar en el mercado diferentes bombas rotatorias de desplazamiento positivo, se ha seleccionado finalmente la compañía Waukhesa Cherry-Burrell (WCB), un proveedor de bombas centrífugas y de desplazamiento positivo que dispone de bombas rotativas de pistón circunferencial, y que posee una amplia experiencia en el sector de la industria alimenticia.

Al tratarse de bombas destinadas al transporte de bebidas, las bombas de pistón circunferencial WCB están fabricadas en acero inoxidable 316, y todas las partes de la bomba en contacto con el fluido cumplen los estándares sanitarios 3A [17]. Además, las bombas de la serie Universal II permiten la limpieza CIP.



Las bombas de pistón circunferencial de la compañía WCB giran a una velocidad constante y, gracias a su diseño, proporcionan un flujo suave y sin pulsaciones.



**Figura 40.** Flujo en una bomba de pistón circunferencial WCB [17]

Otra ventaja que tienen estas bombas es que, a altas velocidades, son capaces de un autocebado en seco, es decir, son capaces de extraer el aire del lado de succión hasta que el líquido llegue hasta la bomba sin sufrir daños en la misma. Esto es importante ya que, cuando el fluido a bombear es muy viscoso, existe la posibilidad de que no llegue hasta la bomba debido a las altas pérdidas de carga.

Por tanto, las bombas de pistón circunferencial WCB cumplen con todos los requisitos anteriormente citados, y será esta bomba la que se dimensionará en el siguiente capítulo.

## 9. Dimensionado

### 9.1. Parámetros considerados

#### 9.1.1. Caudal

El caudal de bombeo influye en las pérdidas de carga producidas en el sistema y por tanto, en la diferencia de presión que deberá aportar la bomba. Además, determinará el número de revoluciones al que deberá girar la bomba.

#### 9.1.2. Presión proporcionada por la bomba

Las bombas de desplazamiento positivo pueden, en teoría, proporcionar toda la presión que requiera el sistema. Si la presión aumenta, la bomba rotatoria seguirá absorbiendo potencia. Si el aumento en la potencia es muy grande, se puede sobrecargar el motor. Para proteger la instalación frente a posibles presiones excesivas, es necesario instalar una válvula de alivio, que garantice la seguridad de la instalación [10].

#### 9.1.3. Potencia requerida por la bomba

En las curvas proporcionadas por el fabricante, la potencia en el eje requerida por la bomba, HP, está dividida en dos términos [17]:

$$HP = WHP + VHP$$

Donde WHP = potencia requerida debido a las condiciones del sistema

VHP = potencia requerida debido a condiciones internas de la bomba

Los requerimientos de potencia requerida por la bomba pueden expresarse también en términos del par motor [17]:

$$T(in \cdot lbs) = \frac{HP \cdot 63025}{n (rpm)}$$

Para un correcto funcionamiento, el par motor de la bomba instalada no debe superar el valor límite de par motor, que dependerá de la bomba.

#### 9.1.4. Deslizamiento

Cuando la viscosidad del fluido es menor que 200 mPa·s, el deslizamiento afecta a las curvas características de la bomba y debe ser tenido en cuenta. Las curvas características de

las bombas WCB cuentan con una corrección para el deslizamiento en función de la viscosidad del fluido y de la presión proporcionada por la bomba [17].

En el caso del jarabe terminado de melocotón, es correcto considerar la curva de 0 psi como la curva de operación, pues la viscosidad de este fluido es muy elevada y, por lo tanto, el deslizamiento es despreciable.

En el caso del resto de jarabes, la curva de operación debe corregirse según las curvas de corrección. El resto de jarabes tienen una viscosidad dinámica del orden de 20 mPa·s, por lo que la curva de operación, para una presión hipotética de 200 psi, deberá corregirse como:

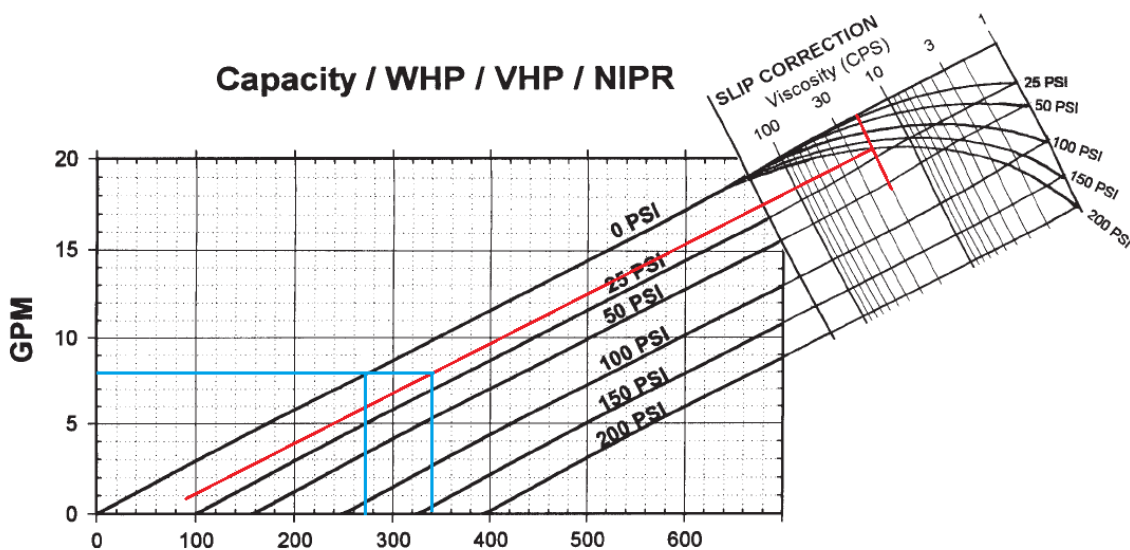


Figura 41. Corrección por efecto del deslizamiento [17]

En trazo de color azul puede observarse que, para líquidos de menor viscosidad, la bomba debe girar a un mayor número de revoluciones por minuto.

#### 9.1.5. Presión de succión neta

De la misma forma que en las bombas centrífugas se utiliza el parámetro NPSH disponible para comprobar las condiciones de succión de la bomba, en las bombas de desplazamiento positivo se utiliza la presión de succión neta disponible, en inglés, "net inlet pressure available" (NIPA). El NIPA es la presión a la entrada de la bomba, menos la presión de vapor del fluido. Indica la cantidad de energía disponible para llenar las cavidades de la bomba y debe ser siempre mayor que la presión de succión neta requerida por la bomba (NIPR) para asegurar un correcto funcionamiento de ésta [17].

El valor del NIPA para la instalación considerada en este proyecto es muy bajo, hasta el punto en el que, al bajar el nivel del tanque se vuelve negativo, por lo que no es posible el bombeo de jarabe terminado de melocotón con ninguna de las bombas. Frente a esto, hay dos posibles soluciones que se estudiarán a continuación.

## 9.2. Opción 1

La opción 1 consiste en sustituir la bomba centrífuga por una bomba de pistón circunferencial, y bombear jarabe terminado de melocotón a un caudal inferior al óptimo, que proporcione la suficiente presión de succión neta disponible. El máximo caudal que hace esto posible es  $Q = 2 \text{ m}^3/\text{h} = 8,8 \text{ gpm}$ . La velocidad de deformación en las tuberías para este caudal es suficientemente grande como para que la suposición realizada anteriormente sobre la viscosidad sea válida, por lo que los cálculos realizados anteriormente para caracterizar el sistema son también válidos ahora.

Para este caudal, la diferencia que debe aportar la bomba, y la presión de succión neta disponible (para el nivel de tanque mínimo), son:

$$\Delta P_{BOMBA} = 740,6 \text{ kPa} = 107,4 \text{ psi}$$

$$NIPA = 4,02 \text{ psi}$$

El modelo elegido para este proceso es el modelo 018-U2. A partir de las curvas características de este modelo, pueden determinarse los parámetros de operación de la bomba, en el caso de trabajar con jarabe terminado de melocotón.

Número de revoluciones por minuto:  $n = 290 \text{ rpm}$

Potencia requerida por la bomba:  $HP = 0,5 + 0,65 = 1,15 \text{ hp} = 0,86 \text{ kW}$

Presión de succión neta requerida:  $NIPR = 1,4 \text{ psi}$

Par motor:  $T = 249,93 \text{ in} \cdot \text{lbs} = 28,24 \text{ N} \cdot \text{m}$

Par motor límite:  $T_{límite} = 800 \text{ in} \cdot \text{lbs} = 90 \text{ N} \cdot \text{m}$

Puede comprobarse que  $NIPA > NIPR$  y que el par motor se encuentra dentro de los límites, por lo que la bomba cumple con los requisitos de presión de succión neta y par motor.

Al tratarse de una bomba de desplazamiento positivo, desaparece la formación de aire ocluido no deseado en la bebida, pues la agitación del fluido por parte de la bomba centrífuga desaparece. Además, se consigue transportar jarabe terminado de melocotón con un caudal de  $2 \text{ m}^3/\text{h}$ , por lo que la llenadora funcionaría con un caudal de  $6 \text{ m}^3/\text{h}$ . Este hecho, aunque supone un aumento de caudal respecto a la situación inicial, está aún lejos del funcionamiento óptimo.

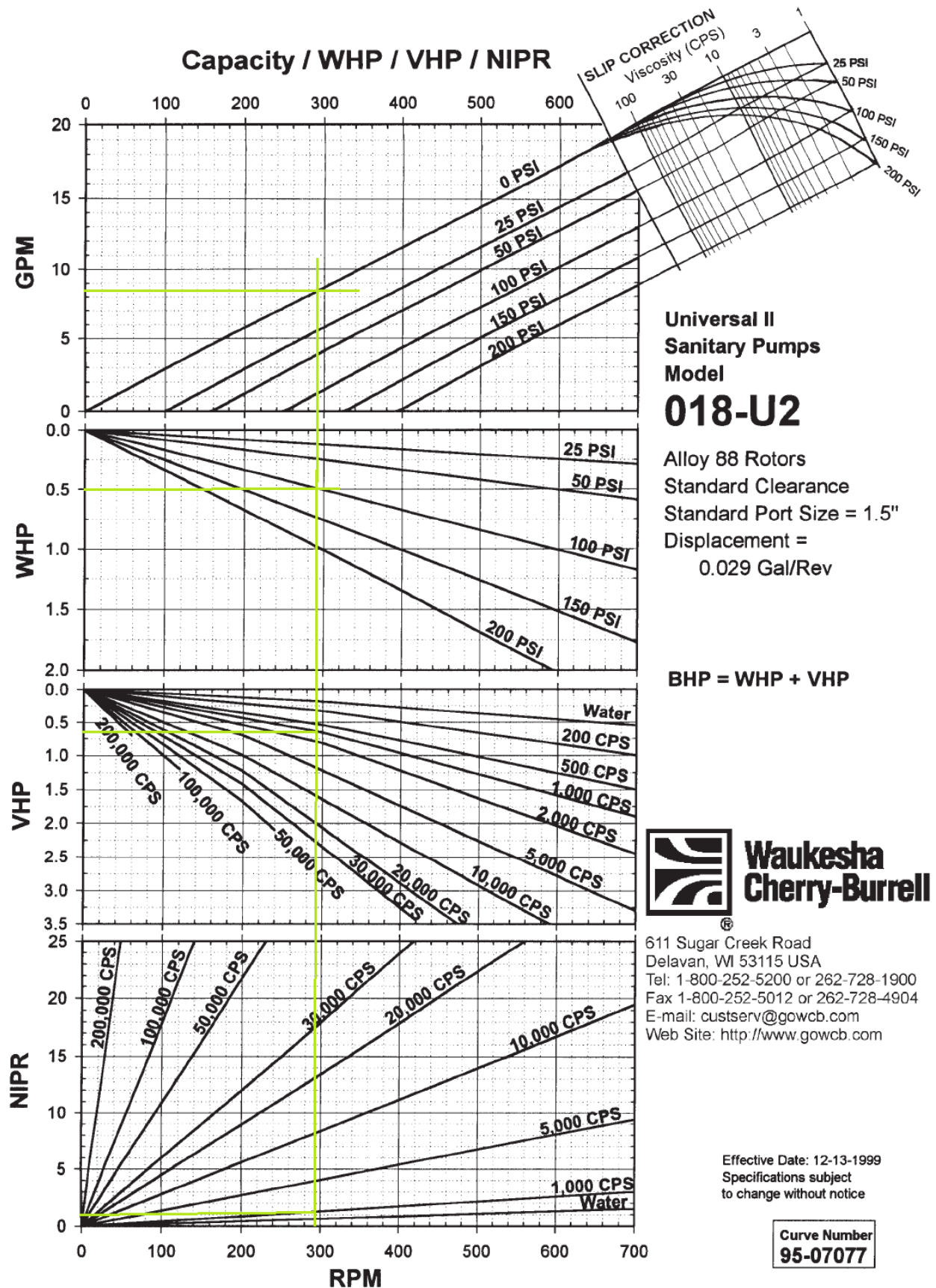


Figura 42. Curvas características del modelo 018-U2 [17]

### 9.3. Opción 2

La opción 2 consiste instalar una bomba de pistón circunferencial situada en la posición en la que estaba la bomba centrífuga, y una segunda bomba de pistón circunferencial situada a la salida de uno de los tanques, que se destinaría exclusivamente a la línea de producción 1.3. Esto no supondría un problema de capacidad en la sala de jarabe, ya que la disposición de los distintos jarabes en los tanques se realiza de forma indiferente, como se ha visto anteriormente.

Dado que las dos bombas están en serie, el caudal desplazado será el mismo para ambas bombas. Este caudal será el caudal óptimo de bombeo:

$$Q = 3,2 \text{ m}^3/\text{h} = 14,1 \text{ gpm}.$$

Por simplicidad, las dos bombas serán iguales por lo que la diferencia de presión que debe aportar cada bomba será la misma, e igual a la mitad de la presión que debe vencerse en total en el sistema para bombear el fluido:

$$\Delta P_{BOMBA} = 592,7 \text{ kPa} = 85,9 \text{ psi}$$

Al estar una de las bombas inmediatamente a la salida del tanque, y la otra poco después de la bomba anterior, la presión de succión neta disponible siempre será mayor que la presión de succión neta requerida por la bomba, por lo que este parámetro no será determinante en el dimensionado de las bombas, y no originará ningún problema durante el funcionamiento de éstas.

El modelo elegido para este proceso es el modelo 030-U2. A partir de las curvas características de este modelo, pueden determinarse los parámetros de operación de cada una de las bombas.

Número de revoluciones por minuto:  $n = 230 \text{ rpm}$

Potencia requerida por la bomba:  $HP = 0,6 + 0,8 = 1,4 \text{ hp} = 1,05 \text{ kW}$

Presión de succión neta requerida:  $NIPR = 2 \text{ psi}$

Par motor:  $T = 383,63 \text{ in} \cdot \text{lbs} = 43,34 \text{ N} \cdot \text{m}$

Par motor límite:  $T_{\text{límite}} = 3030 \text{ in} \cdot \text{lbs} = 342 \text{ N} \cdot \text{m}$

Las ventajas que proporciona esta solución son mayores que la opción anterior, pues no sólo elimina el problema del aire ocluido en la bebida, sino que también permite que la llenadora funcione con un caudal óptimo. A pesar de que la opción 2 supone una mayor inversión inicial, no supone necesariamente un mayor coste de funcionamiento, ya que, aunque la potencia requerida por las bombas en este caso, es mayor, el tiempo de funcionamiento será menor.



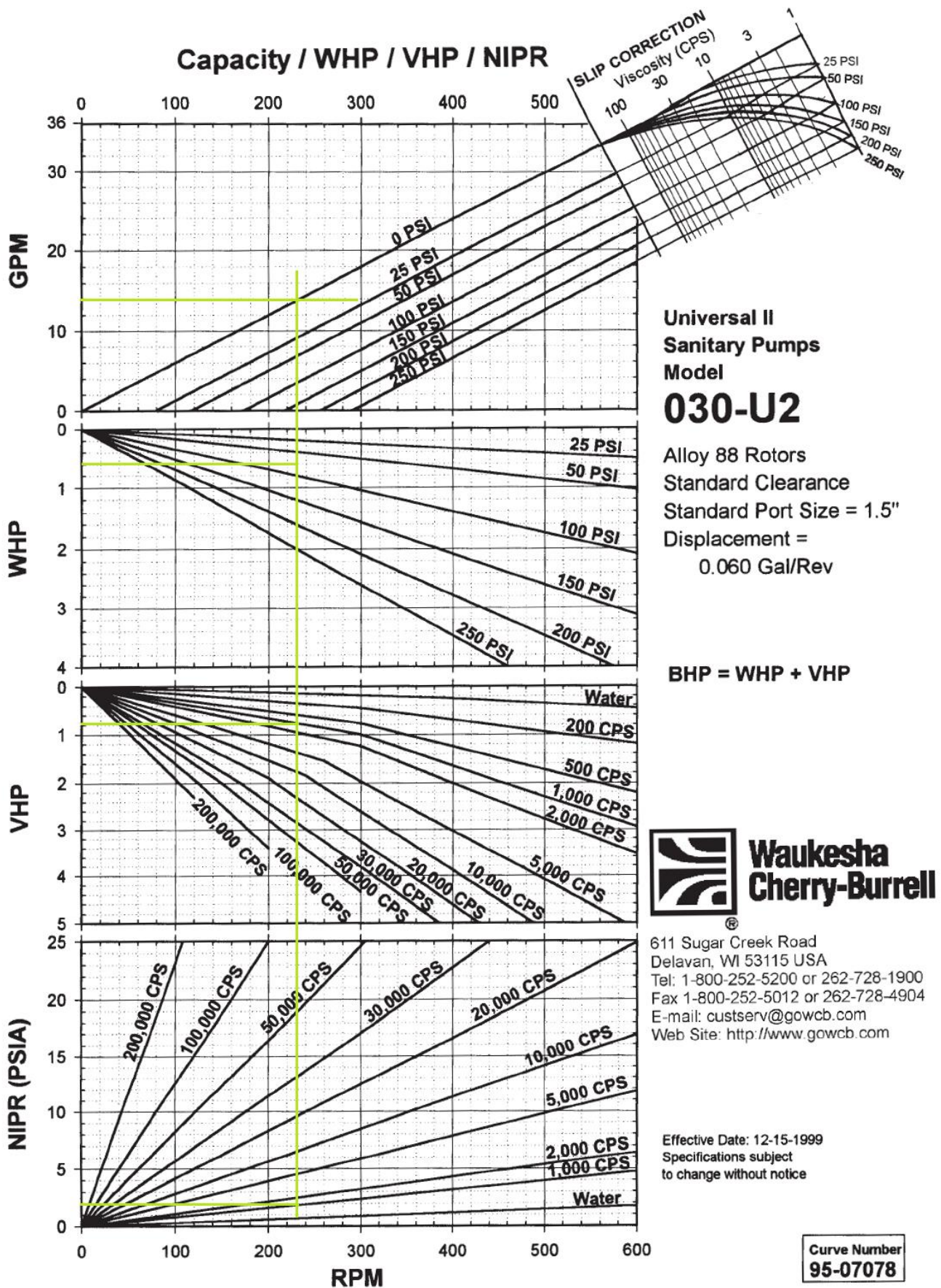


Figura 43. Curvas características del modelo 030-U2 [17]

# 10. Presupuesto

En este capítulo se muestran las especificaciones y los costes del diseño e implementación de la bomba propuesta para el transporte de jarabe terminado de melocotón.

## 10.1. Especificación de equipos

### Bomba:

Marca: Waukesha Cherry-Burrell

Serie: Universal II

### Variador de frecuencia para la bomba:

Marca: DANFOSS

Motor: 4 kW

### Transmisor de presión manométrica:

Marca: EMERSON

Modelo: Rosemount 3051

Rango de presiones: 0 – 10 bar

### Conector a proceso:

Marca: EMERSON

Modelo: SSCW11

### Válvula de asiento higiénica:

Marca: LKM (Alfa Laval)

Modelo: UNIQUE SSV

Con Think Top ASI BUS

## 10.2. Servicios

### Ingeniería y gestión de proyecto.

### Documentación.

### Montaje mecánico y eléctrico:

Construcción, suministro y montaje de las nuevas piezas de tuberías necesarias para la instalación de la bomba y demás componentes. Montaje eléctrico y mecánico de la nueva bomba y su variador de frecuencia. Montaje eléctrico y mecánico del transmisor de presión.

Suministro de las mangueras de cable necesarias para la instalación. Suministro y montaje de los tubos y accesorios neumáticos para las nuevas válvulas.



Supervisión de montajes:

Incluye la supervisión tanto de los montajes mecánicos como eléctricos de los equipos.

Puesta en marcha:

1 días de comprobación de señales, supervisión y pruebas en seco. 2 días de pruebas y asistencia en producción por parte de un técnico en automatización y un técnico de proceso.

Automatización:

Integración en sistema de control.

### 10.3. Presupuesto opción 1

Equipos:

1 Bomba .....	15.000 €
1 Variador de frecuencia .....	1.486 €
1 Transmisor de presión con conector a proceso .....	1.254 €
1 Válvula de asiento .....	1.828 €
1 Cabezal Think Top ASI BUS .....	368 €

Servicios:

Ingeniería y gestión del proyecto .....	1.650 €
Montaje mecánico y eléctrico .....	5.600 €
Supervisión de montajes .....	1.400 €
Puesta en marcha .....	1.680 €
Automatización .....	840 €

**TOTAL ..... 31.106 €**

### 10.4. Presupuesto opción 2

Equipos:

2 Bombas .....	30.000 €
2 Variadores de frecuencia.....	2.972 €
2 Transmisores de presión con conector a proceso .....	2.508 €
2 Válvulas de asiento .....	3.656 €
2 Cabezales Think Top ASI BUS .....	736 €

Servicios:

Ingeniería y gestión del proyecto .....	1.650 €
Montaje mecánico y eléctrico .....	5.600 €
Supervisión de montajes .....	1.400 €
Puesta en marcha .....	1.680 €
Automatización .....	840 €

**TOTAL ..... 51.042 €**

## Conclusiones

La primera conclusión que ha de sacarse de este proyecto es que, para dimensionar correctamente una bomba para el transporte de un fluido alimentario es importante caracterizar previamente dos cosas: el fluido que se desea bombear y la instalación en la que se va a trabajar.

Al analizar el jarabe terminado de melocotón, se ha observado un descenso de la viscosidad al aumentar la velocidad angular del viscosímetro, lo que ha llevado a pensar en un comportamiento no newtoniano del fluido. Tras un análisis más detallado del fluido, se ha llegado a una serie de conclusiones:

- El jarabe terminado de melocotón tiene un comportamiento pseudoplástico, lo que hace que su viscosidad disminuya al aumentar el esfuerzo cortante al que está sometido.
- El hecho de que a altas velocidades de deformación, el jarabe terminado de melocotón se comporte como un fluido newtoniano, permite estimar de forma conservadora una viscosidad dinámica de 1 Pa·s.

Las pérdidas de carga del sistema aumentan con el caudal y con la viscosidad del fluido. Debido a la alta viscosidad del jarabe terminado de melocotón, las pérdidas de carga en el sistema son demasiado altas, y la diferencia de presión que la bomba centrífuga debe vencer para transportar el fluido es, por tanto, demasiado alta para ésta. Por tanto, se concluye que es necesario un cambio de bomba en el sistema.

Tras un análisis del mercado actual, se ha elegido la bomba de pistón circunferencial de la compañía Waukesha Cherry-Burrell como la más adecuada para el transporte de jarabe terminado de melocotón. Mediante la comparación de las propiedades del sistema con las curvas características de las bombas, se ha llegado a dos posibles soluciones:

- La primera solución consiste en la sustitución de la bomba centrífuga por una única bomba funcionando a un caudal inferior al óptimo. Esta solución es inicialmente más barata y permite eliminar el problema del aire ocluido en la bebida, pero supone una mejora pequeña frente a la situación inicial.
- La segunda solución consiste en la sustitución de la bomba centrífuga por dos bombas en serie. Esta solución, permite, al igual que en la primera, eliminar el aire ocluido en la bebida, pero tiene la ventaja adicional de funcionar, además, al caudal óptimo de funcionamiento. Sin embargo, el coste económico inicial que supone es mayor.

Por tanto, la empresa deberá valorar, a la hora de decidirse por una de las dos soluciones, cuál de ellas ofrece más ventajas a largo plazo.

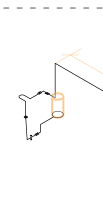
## Referencias

- [1] Casbega, [En línea]: [www.casbega.com](http://www.casbega.com). [Último acceso: 15 Julio 2012].
- [2] R. W. Fox y A. T. McDonald, *Introduction to fluid mechanics*, Tercera Edición, John Wiley & Sons, 1985.
- [3] F. M. White, *Viscous fluid flow*, Segunda Edición, McGraw-Hill, 1991.
- [4] J. Hermida Bun, *Fundamentos de ingeniería de procesos agroalimentarios*, Mundi-Prensa, 2000.
- [5] R. Chhabra y J. Richardson, *Non-newtonian flow and applied rheology: Engineering applications*, Segunda edición, Butterworth-Heinemann, 2008.
- [6] D. Pnueli y C. Gutfinger, *Fluid mechanics*, Cambridge University Press, 1992.
- [7] R. L. Mott, *Mecánica de fluidos aplicada*, Cuarta edición, Pretice Hall, 1996.
- [8] O. Levenspiel, *Flujo de fluidos e intercambio de calor*, Editorial Reverté, 1998.
- [9] Apuntes de la asignatura Mecánica de fluidos.
- [10] K. McNaughton, *Bombas: Selección, uso y mantenimiento*, McGraw-Hill, 1992.
- [11] I. J. Karassik, *Centrifugal pump clinic*, Segunda edición, Marcel Dekker, 1989.
- [12] «Reología e Hidráulica» [En línea]: <http://es.scribd.com/doc/53219412>. [Último acceso: 8 Septiembre 2012].
- [13] I. Idelchik, *Handbook of hydraulic resistance*, Tercera edición, Jaico Publishing House, 2008.
- [14] M. Viejo Zubicaray y J. Álvarez Fernández, *Bombas: Teoría, diseño y aplicaciones*, Tercera edición, Limusa, 2003.
- [15] Departamento de mecánica de fluidos (UPC), *Màquines volumètriques*, Centre publicacions d'abast, 1993.
- [16] P. Fernández Díez, «Biblioteca sobre Ingeniería Energética» [En línea]: <http://libros.redsauce.net>. [Último acceso: 30 Agosto 2012].
- [17] Waukesha Cherry- Burrell, [En línea]: [www.gowcb.com](http://www.gowcb.com). [Último acceso: 20 Agosto 2012].
- [18] Alfa Laval, [En línea]: [www.alfalaval.com](http://www.alfalaval.com). [Último acceso: 20 Agosto 2012].

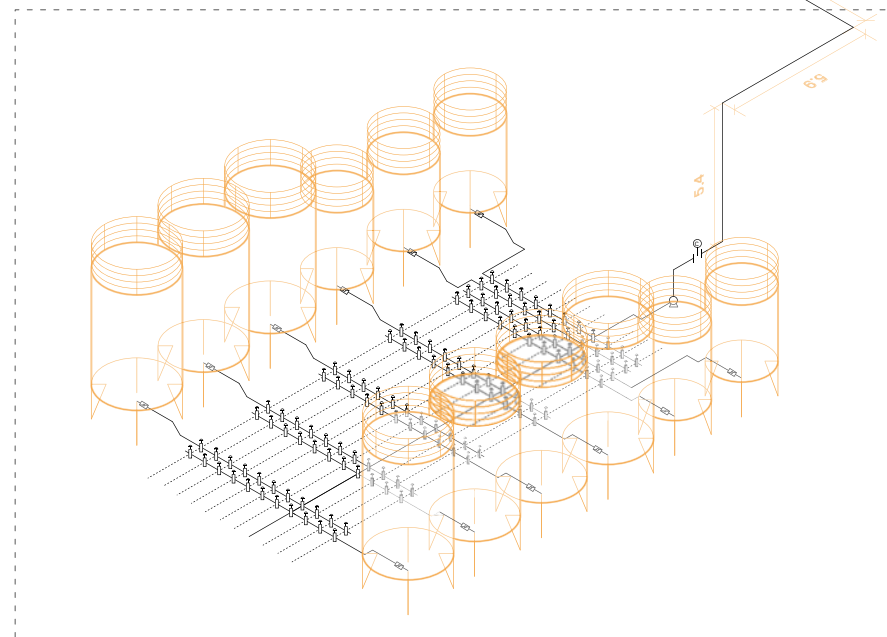
# ANEXO I.

## Planos de la instalación actual

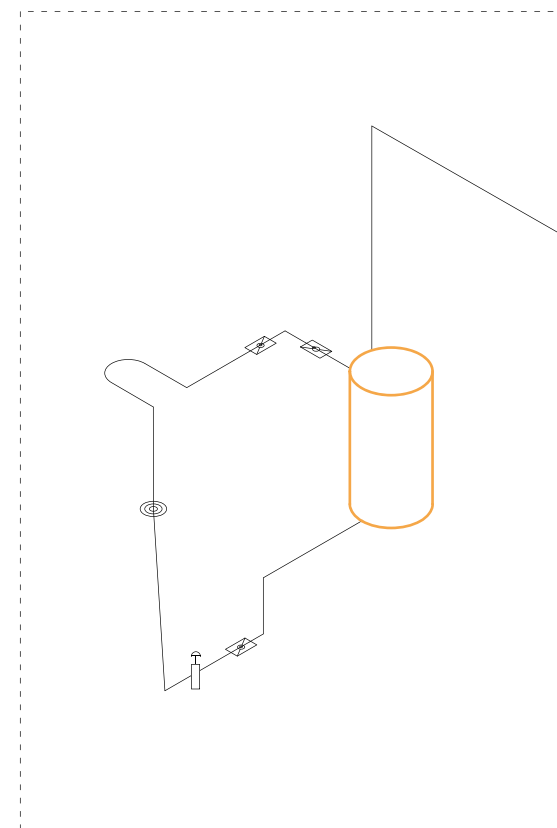
---



ZONA 1

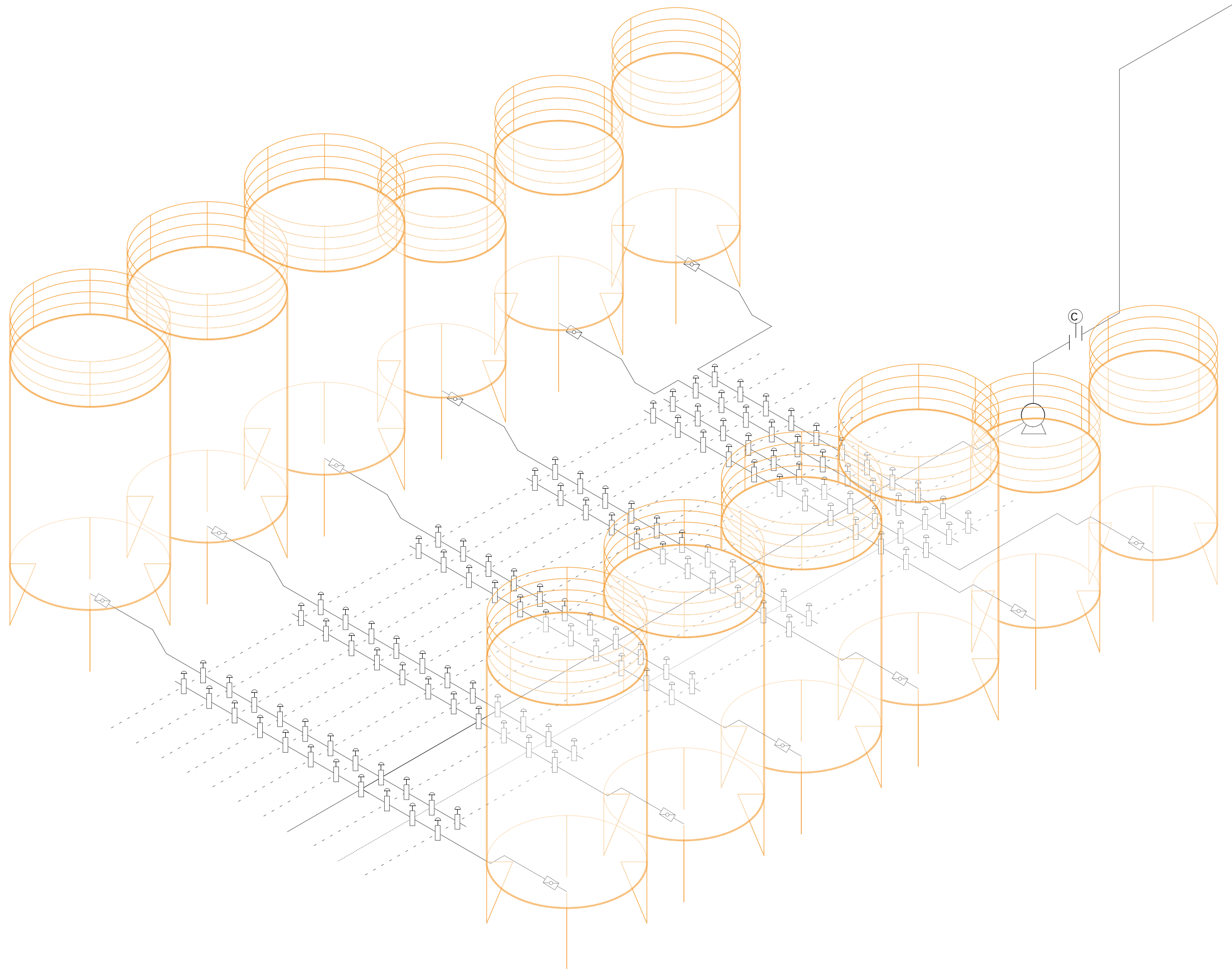


ZONA 2



ZONA 1

- |  |                          |
|--|--------------------------|
|  | Válvula de doble asiento |
|  | Válvula de mariposa      |
|  | Válvula de regulación    |
|  | Bomba centrífuga         |
|  | Caudalímetro             |



# ANEXO II.

## Dimensiones de las bombas rotatorias

---

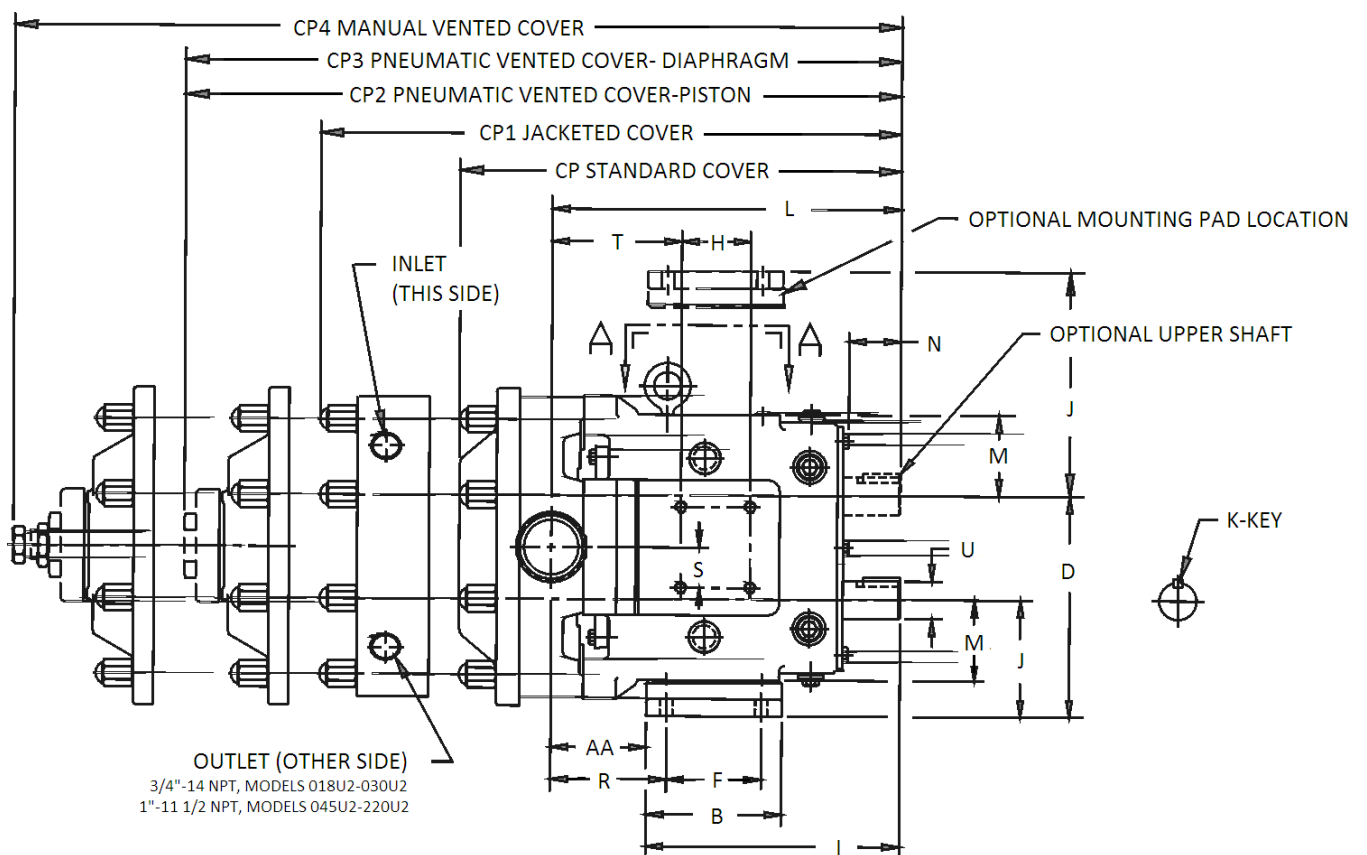
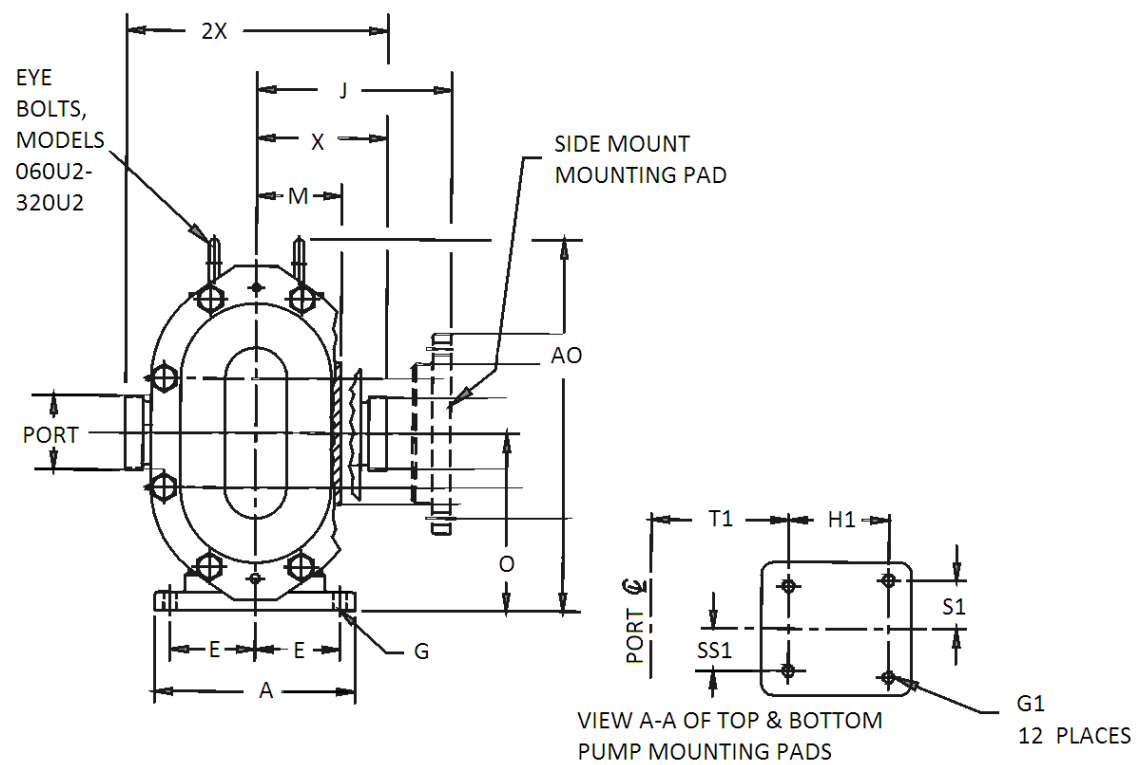


Figura 44. Dimensiones de una bomba de pistón circunferencial WCB [17]



PUMP MODEL		A	AA	AO	B	CP
018U2	IN	4,75	2,18	8,3	3,75	12,37
	MM	121	55	211	95	314
030U2	IN	6,25	2,78	10,29	4,25	14,49
	MM	159	71	261	108	368

CP1	CP2	CP3	CP4	D	E	F
14,59	13,86	13,95	15,58	5,5	1,94	2,31
371	352	354	396	140	49	59
16,49	16,89	15,98	17,58	6,86	2,31	2,56
419	404	406	447	174	59	65

G	G1	H	H1	I	J	K
.41, SLOT	5/16-18X.62	2,5	2,5	7,66	2,93	.1875
10, SLOT	-	64	64	194	74	4,763
.41, SLOT	3/8-16X.62	1,81	2,75	8,83	3,56	.25
10, SLOT	-	46	70	224	90	6,35

L	M	N	O	PORT SIZE	R	S
10,48	2,12	2	4,21	1 1/2"	3,02	1
266	54	51	107	-	77	25
11,61	2,62	2,32	5,21	1 1/2"	3,84	1,12
295	67	59	132	-	98	28

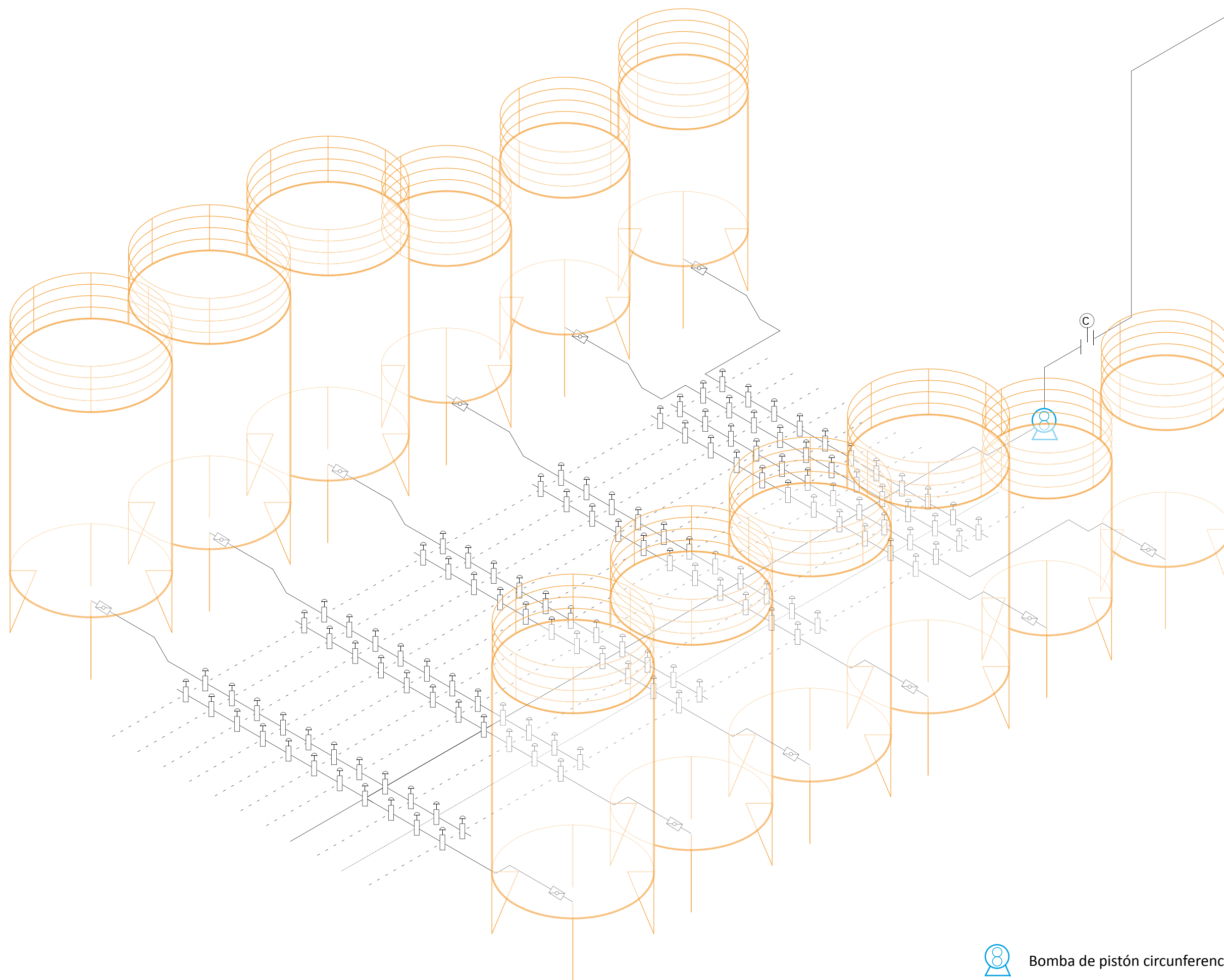
S1	SS1	T	T1	U	X	2X
1	1	2,74	2,51	.875	3,49	6,97
25	25	70	64	22,23	89	177
1,12	1,12	4	3,59	1,25	4,25	8,5
28	28	102	91	31,75	108	216

**Tabla 5.** Dimensiones de las bombas de pistón circunferencial WCB [17]

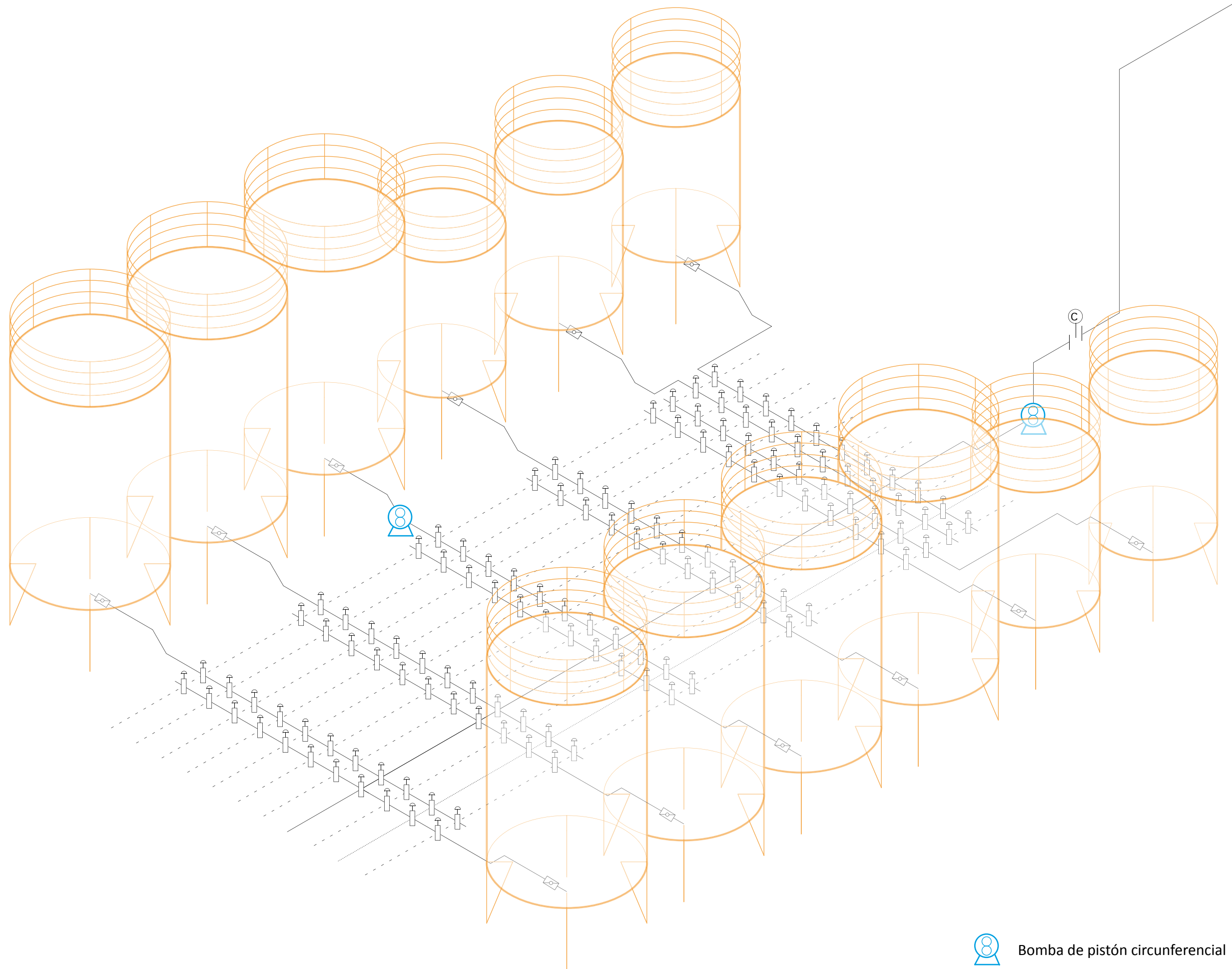
# ANEXO III.

## Planos de la modificación en la sala de jarabes

---



Bomba de pistón circular



Bomba de pistón circular